

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною
програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів
і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

(підпис) В.Б.Струтинський
(ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2017 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Головку Максиму Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Розширення технологічних характеристик фрезерного верстату»

науковий керівник дисертації Ковальов Віктор Андрійович к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “15” листопада 2018 року № 934-с

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження вертикальний консольно-фрезерний верстат моделі 6P12

4. Вихідні дані Паспорт верстата 6P12, максимальний діаметр фрези $D_{\max} = 125$ мм; максимальна швидкість різання $V_{\max} = 250$ м/хв.; оброблюваний матеріал Сталь 45, $\sigma_B = 750$ МПа; інструментальний матеріал - твердий сплав, швидкоріжуча сталь; креслення деталі «Обмежувач» для написання програми керування верстату з ЧПК

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1) Опис базового верстату; 2) Обґрунтування доцільності модернізації; 3) Кінематичний і конструкторський

розрахунок ПГР; 4) Розрахунок ШВ; 5) Складання програми керування верстату з ЧПК; 6) Охорона праці.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1) Загальний вид верстату; 2) Кінематична схема верстату; 3) Розгортка коробки швидкостей; 4) Шпиндельний вузол; 5) Модифікації верстату; 6) Конструкторські особливості; 7) Програмування верстату з ЧПК; 8) Заходи безпеки

7. Орієнтовний перелік публікацій

8. Консультанти розділів проекту

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|--------|---|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| | | | |

9. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів виконання магістерської дисертації | Строк виконання етапів магістерської дисертації | Примітка |
|-------|--|---|----------|
| 1 | Опис базового верстату. Аналіз кінематичної схеми | | |
| 2 | Кінематичний розрахунок ПГР | | |
| 3 | Конструкторський розрахунок ПГР | | |
| 4 | Розрахунок ШВ | | |
| 5 | Програмування верстату з ЧПК | | |
| 6 | Заходи безпеки | | |
| 7 | Оформлення креслень і ПЗ | | |

Студент _____ Головка М.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ к.т.н., доцент Ковальов В.А.

АНОТАЦІЯ

Головко М. В. Розширення технологічних характеристик фрезерного верстату (керівник доцент, к. т. н. Ковальов В. А.)

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування. - Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”, Механіко-машинобудівний інститут. – Київ. 2018.

Магістерська робота містить обґрунтування доцільності модернізації вертикального консольно-фрезерного верстату, розрахунок технічних характеристик певних вузлів цього верстату, стосовно яких запропонована реконструкція.

Досліджено характеристики сучасного металорізального інструменту, що застосовується в верстатах для обробки сталей та чавуну зі швидкостями різання значно вищими ніж базові технічні характеристики консольно-фрезерного верстату.

Запропоновано розширення діапазону регулювання частоти обертання з використанням безступінчатого приводу головного руху верстата в заданому діапазоні, а також механізацію приводу подачі і затиску інструменту вертикальної головки верстату.

Проведено аналіз небезпечних факторів, що можуть виникати під час роботи на фрезерних верстатах, та підготовлено інструкцію з охорони праці при виконанні робіт на таких верстатах.

Ключові слова: консольно-фрезерний верстат, привод головного руху, шпиндельний вузол, привод з безступінчастим регулюванням швидкості, модернізація.

АННОТАЦИЯ

Магистерская работа содержит обоснование целесообразности модернизации вертикального консольно-фрезерного станка, расчет технических характеристик определенных узлов этого станка, по которым предложена реконструкция.

Исследованы характеристики современного металлорежущего инструмента, применяемого в станках для обработки сталей и чугуна со скоростями резки более высокими, чем базовые технические характеристики консольно-фрезерного станка.

Предложено расширение диапазона регулирования частоты вращения с использованием бесступенчатого привода главного движения станка в заданном диапазоне, а также механизацию поводу подачи и зажима инструмента вертикальной головки станка.

Проведен анализ опасных факторов, которые могут возникать при работе на фрезерных станках, и подготовлено инструкцию по охране труда при выполнении работ на таких станках.

ANNOTATION

The master's work contains the rationale for the feasibility of upgrading a vertical console-milling machine, the calculation of the technical characteristics of certain components of this machine, for which reconstruction is proposed.

The characteristics of a modern metal-cutting tool used in machine tools for machining steels and cast iron with cutting speeds higher than the basic technical characteristics of a console milling machine are investigated.

The proposed extension of the frequency control range of rotation using a continuously variable drive of the main movement of the machine in a given range, as well as mechanization about the supply and clamping of the tool of the vertical head of the machine.

The analysis of hazards that may arise when working on milling machines, and prepared a manual on labor protection when working on such machines.

Зміст

| | |
|---|----|
| Вступ | 4 |
| 1. Опис базового верстату | 6 |
| 1.1 Універсальний консольно-фрезерний верстат 6P12 | 6 |
| 1.2 Складові частини | 6 |
| 1.3 Технічні характеристики | 8 |
| 2. Визначення основних параметрів верстата і приводу головного руху | 9 |
| 2.1 Обґрунтування модернізації верстата | 9 |
| 2.2 Визначення режимів різання, сили різання і потужності | 9 |
| 2.3 Вибір оптимальної структури приводу | 11 |
| 3. Кінематичний розрахунок ППР | 13 |
| 3.1 . Структурна формула | 13 |
| 3.2 Структурна сітка | 15 |
| 3.3 Графік частот обертів шпинделя | 16 |
| 3.4 Кінематична схема ППР | 18 |
| 3.5 Визначення передаточних відношень | 19 |
| 3.6 Розрахунок чисел зубів зубчастих передач | 20 |
| 3.7 Визначення дійсних частот обертання шпинделя і відхилення їх від табличних | 21 |
| 3.8 Розрахунковий КПД приводу | 22 |
| 3.9 Попередній розрахунок діаметрів валів | 23 |
| 3.10 Вибір електродвигуна | 24 |
| 4. Конструкторський розрахунок ППР | 27 |
| 4.1 Проектний розрахунок зубчастих передач | 27 |
| 4.1.1 Вибір матеріалів і термообробки | 27 |
| 4.1.2 Визначення допустимих напружень | 28 |

| | | | | | | | | | |
|-----------|------|----------|--------|------|---|--|--|-------|---------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | | |
| Розроб. | | Головка | | | Розширення технологічних характеристик фре-зерного верстату | | Літера | Аркуш | Аркушів |
| Перевір. | | Ковальов | | | | | | 1 | |
| | | | | | | | КПІ ім. Ігоря Сікорського ММІ, КВМ, зр. МВ-71мп | | |
| Н. Контр. | | | | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | | | |

| | | |
|-------|---|----|
| 4.1.3 | Визначення розмірів передач і зубчастих коліс | 29 |
| 4.1.4 | Перевірочний розрахунок прямозубої передачі | 30 |
| 4.2 | Розрахунок валів | 32 |
| 4.2.1 | Розрахунок вала на втомну міцність | 32 |
| 4.2.2 | Розрахунок вала на статичну міцність | 34 |
| 4.3 | Вибір і розрахунок підшипників | 35 |
| 4.4 | Розрахунок шпонкового з'єднання | 39 |
| 4.5 | Розрахунок шліцьового з'єднання | 40 |
| 4.6 | Гальмівна муфта | 40 |
| 5. | Розрахунок шпиндельного вузла | 43 |
| 5.1 | Обґрунтування компоновки шпиндельного вузла | 43 |
| 5.2 | Перевірка міцності та розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла | 43 |
| 5.3 | Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла | 47 |
| 6. | Фрезерна головка | 49 |
| 6.1 | Електропривід затиску інструмента | 49 |
| 6.2 | Привід подачі | 49 |
| 7. | Написання програми обробки деталі «Тримач» на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN» | 51 |
| 7.1 | Режими різання | 51 |
| 7.2 | Складання програми обробки | 54 |
| 7.3 | Тест програми | 57 |
| 8. | Заходи безпеки | 59 |
| 8.1 | Аналіз небезпечних факторів при роботі на фрезерних верстатах | 59 |
| 8.2 | Електробезпека | 60 |
| 8.3 | Облік вимог санітарії й охорони навколишнього середовища при застосуванні змащувально-охолоджуючих технологічних засобів (ЗОТЗ) | 62 |
| 8.4 | Вибір і опис системи змащення | 64 |

| | |
|---|----|
| 8.5 Інструкція заходів безпеки під час виконання робіт на фрезерних верстатах | 64 |
| 8.6 Огорожа та монтаж електродвигуна | 75 |
| 8.7 Кріплення огорожі фрези | 76 |
| Висновки | 77 |
| Перелік посилань | 79 |
| Додатки | 81 |
| Додаток А | 82 |
| Додаток Б | 84 |
| Додаток В | 85 |

Вступ

Машинобудування є основою науково - технічного прогресу в галузях народного господарства. Безперервне вдосконалення і розвиток машинобудування пов'язані із прогресом верстатобудування, оскільки МРВ разом із іншими видами технологічних машин забезпечують виготовлення будь-яких нових видів обладнання.

В сучасних економічних умовах України набагато важче зпроектувати новий верстат, ніж модернізувати той, що вже має виробництво. Верстати фрезерної групи є одними з найпоширенішими з усього загалу.

Основним об'єктом даної дисертації є універсальний консольно-фрезерний верстат 6Р12. Ця модель 1972 року. Звісно, що в сучасних умовах цей верстат не може задовольнити багато потреб верстатників.

Сучасний металорізальний інструмент дозволяє підняти швидкості різання при обробці конструкційних сталей та чавуну, що не може не вплинути на частоти обертання шпинделя верстатів та конструкцію приводу головного руху (ПГР) вцілому. Використання такого інструменту на верстаті 6Р12 з базовими технічними характеристиками є не доцільним. Бо він розрахований на швидкості різання 60-80 м/хв.

Тому є необхідність реконструкції ПГР та деяких вузлів даного верстату.

Підвищена жорсткість універсального консольно-фрезерного верстату 6Р12 дозволяє проводити обробку сталей та чавуну на цих підвищених режимах різання без зменшення робочої зони та розмірів стола верстата.

Таким чином завданням даної дисертації є модернізація універсального консольно-фрезерного верстату 6Р12 з ціллю розширення технологічних характеристик.

Метою модернізації є розширення діапазону регулювання з використанням безступінчатого приводу головного руху верстата в заданому діапазоні частот

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>МД.6Р12.00.000.ПЗ</i> | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 4 |

обертання, а також механізація приводу подач і затиску інструменту вертикальної головки.

Основними перевагами приводів з безступінчастим регулюванням швидкості є підвищення продуктивності обробки за рахунок точної наладки оптимальної по режимам різання швидкості, можливість плавної зміни швидкості під час обробки. Для безступінчатого регулювання швидкості використовується двигун постійного струму з тиристорним керуванням.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>МД.6Р12.00.000.ПЗ</i> | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 5 |

1. Опис базового верстату

1.1 Універсальний консольно-фрезерний верстат 6P12

Універсальний консольно-фрезерний верстат 6P12 (плакат №1) з вертикальним пінольним шпинделем призначений для обробки деталей зі сталі, чавуну, важкооброблюваних і кольорових металів, головним чином торцевими й кінцевими фрезами [1]. На верстатах можна обробляти вертикальні, горизонтальні та похилі площини, пази, кути, рамки, криволінійні поверхні.

Для обробки криволінійних поверхонь верстати оснащені спеціальним копіювальним пристроєм.

Поворотна шпиндельна головка верстату оснащена механізмом ручного осевого переміщення гільзи шпинделя, що дозволяє проводити обробку отворів, вісь яких розташована під кутом до $\pm 45^\circ$ до робочої поверхні столу. Потужність приводів і висока жорсткість верстату дозволяють застосовувати фрези з швидкорізальної сталі, а також інструмент, оснащений пластинками з твердих і надтвердих синтетичних матеріалів.

Верстат застосовуються в одиничному і серійному виробництві.

Клас точності верстатів Н по ГОСТ 8-77 .

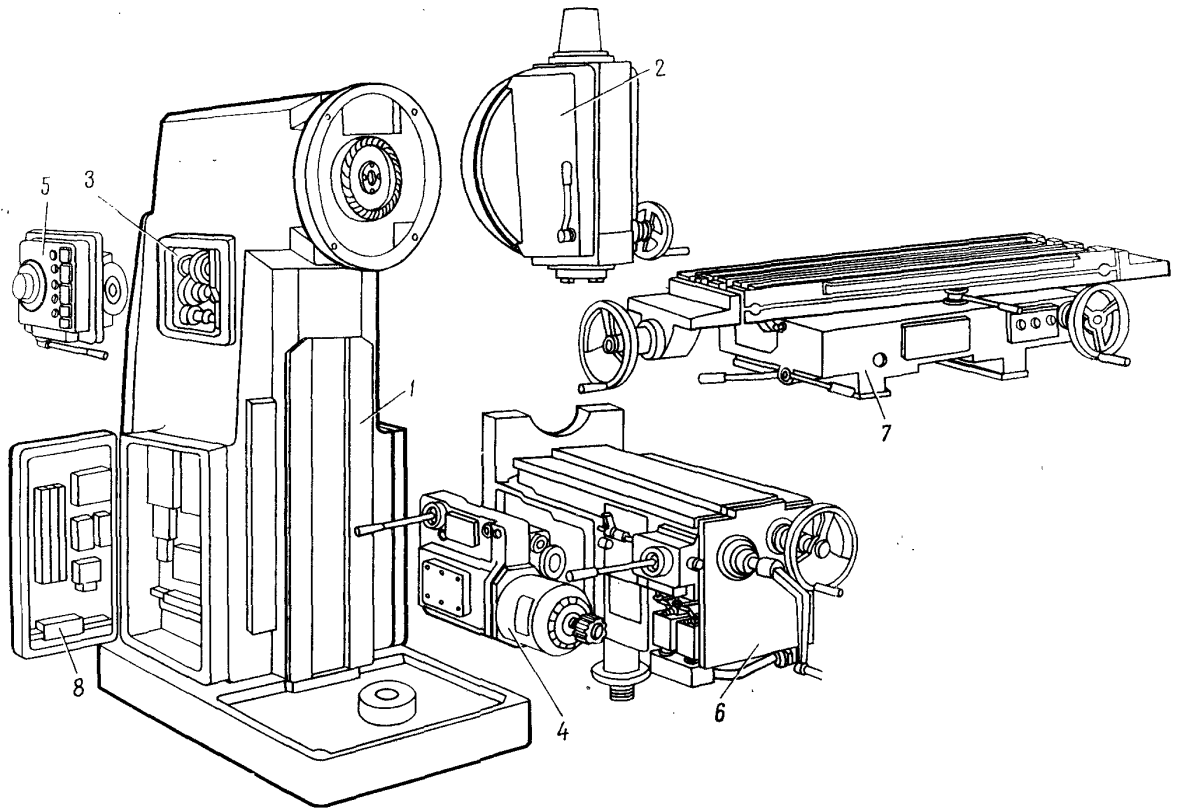
1.2 Складові частини

Розташування складових частин консольно-фрезерного верстата 6P12 показано на рисунку 1.1.

Станина є базовим вузлом, на якому монтуються інші вузли і механізми верстата. Станина жорстко закріплена на основі і фіксована штифтами.

Поворотна головка центрується в кільцевій виточці горловини станини і кріпиться до неї чотирма болтами, які входять в Т-подібний паз фланця станини.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6P12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 6 |



1 – станина 6P12-1; 2 – поворотна головка 6P12-31; 3 – коробка швидкостей 6M12П-3; 4 – коробка подач 6P82-4; 5 – коробка перемикання 6P82-5; 6 – консоль 6P12-6; 7 – стіл і салазки 6P82Г-7; 8 – електрообладнання 6P12-8

Рисунок 1.1 - Розташування складових частин консольно-фрезерного верстата 6P12

Шпиндель являє собою двухопорний вал, змонтований в висувній гільзі.

Обертання шпинделя передається від коробки швидкостей через пару конічних і пару циліндричних зубчастих коліс, змонтованих в голівці.

Змащування підшипників і шестерень поворотної головки здійснюється від насоса станини, а мастило підшипників шпинделя і механізму переміщення гільзи - шприцуванням.

Коробка швидкостей змонтована безпосередньо в корпусі станини. З'єднання коробки з валом електродвигуна здійснюється пружною муфтою, що допускає неспіввісність в установці двигуна до 0,5-0,7 мм.

Огляд коробки швидкостей можна зробити через вікно з правого боку.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6P12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 7 |

Змащування коробки швидкостей здійснюється від плунжерного насоса, що приводиться в дію ексцентриком. Продуктивність насоса близько 2 л/хв. Масло до насоса підводиться через фільтр. Від насоса масло надходить до маслорасподільника, від якого по мідній трубці відводиться на око контролю роботи насоса і по гнучкому шлангу в поворотну голівку. Елементи коробки швидкостей змащуються розбризкуванням масла, що надходить з отворів трубки маслорасподільника, розташованого над коробкою швидкостей.

Коробка перемикання швидкостей дозволяє вибрати необхідну швидкість без послідовного проходження проміжних ступенів.

Коробка передач забезпечує отримання робочих подач і швидких переміщень столу, салазок і консолі.

1.3 Технічні характеристики

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики верстата 6P12

| | |
|--|------------|
| Розміри поверхні столу, мм | 1250 x 320 |
| Найбільша маса оброблюваної деталі, кг | 250 |
| Найбільший поздовжній хід столу (X), мм | 800 |
| Найбільший поперечний хід столу (Y), мм | 250 |
| Найбільший вертикальний хід столу (Z), мм | 420 |
| Потужність приводу головного руху, кВт | 7,5 |
| Частота обертання шпинделя, об/хв | 31,5..1600 |
| Кількість швидкостей шпинделя | 18 |
| Переміщення пінолі шпинделя, мм | 70 |
| Межі поздовжніх і поперечних подач столу (X. Y) , мм/хв | 12.5-1250 |
| Межі вертикальних подач столу (Z), мм/хв | 8,3..416,6 |
| Кількість подач поздовжніх / поперечних / вертикальних | 18 |
| Швидкість прискорених переміщень X, Y/Z поперечних, м/хв | 3/1 |
| Маса верстата , кг | 3120 |

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6P12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 8 |

2. Визначення основних параметрів верстата і приводу головного руху.

2.1 Обґрунтування модернізації верстата

Сучасний металорізальний інструмент дозволяє підняти швидкості різання при обробці конструкційних сталей та чавуну, що не може не вплинути на частоти обертання шпинделя верстатів та конструкцію приводу головного руху (ПГР) в цілому. Наприклад, Sandvik Coromant – одна з провідних фірм в світі за виробництвом ріжучого інструменту – пропонує ріжучий інструмент для сталей зі швидкостями різання 250 м/хв і більше [2]. Використання такого інструменту на верстаті 6P12 з базовими технічними характеристиками є не доцільним. Бо вони розраховані на швидкості різання 60-80 м/хв.

Тому є необхідність реконструкції ПГР та деяких вузлів даного верстату.

Підвищена жорсткість універсального консольно-фрезерного верстату 6P12 дозволяє проводити обробку сталей та чавуну на цих підвищених режимах різання без зменшення робочої зони та розмірів стола верстата.

2.2 Визначення режимів різання, сили різання і потужності

Для розрахунку технічних характеристик верстату визначимо режими різання, силу різання і потужність.

Вихідні дані для розрахунку:

- максимальний $D_{\max} = 125$ мм діаметр фрези;
- максимальна швидкість різання $V_{\max} = 250$ м/хв;
- оброблюваний матеріал Сталь 45, $\sigma_B = 750$ МПа;
- інструментальний матеріал - твердий сплав, швидкоріжуча сталь.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6P12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 9 |

Мінімальний діаметр фрези обраховуємо за [3].

$$D_{\min} = D_{\max} / (4 \dots 6).$$

$$D_{\min} = 125 / 5 = 25 \text{ мм.}$$

Для визначення максимальної n_{\max} та мінімальної n_{\min} частоти обертання шпинделя беремо максимальну швидкість різання $V_{\max} = 250 \text{ м/хв}$ з завдання, а мінімальну $V_{\min} = 31 \text{ м/хв}$ – за режимами різання [4] для швидкоріжучої сталі.

$$n_{\max} = 1000 V_{\max} / (\pi \cdot D_{\min}) = 1000 \cdot 250 / (3,14 \cdot 25) = 3183 \text{ об/хв};$$

$$n_{\min} = 1000 V_{\min} / (\pi \cdot D_{\max}) = 1000 \cdot 31 / (3,14 \cdot 125) = 79 \text{ об/хв.}$$

Для модернізованого верстата залишаємо той самий знаменник ряду чисел обертів шпинделя $\phi = 1,26$ та за ОСТ 2 Н 11-1- 72 обираємо найближчі менші числа обертів:

$$n_{\max} = 3150 \text{ об/хв};$$

$$n_{\min} = 63 \text{ об/хв.}$$

Найбільша головна сила різання P_z , Н розраховується за [5, стр. 282]:

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot z^q \cdot K_{mp}}{D^q \cdot n^w}$$

де C_p - постійний коефіцієнт;

t - глибина різання;

S_z - подача на зуб;

B - ширина фрезерування;

z - число зубців фрези;

D -діаметр фрези;

n -частота обертів фрези;

K_{mp} - поправочний коефіцієнт;

x, y, u, q, w - показників степенів

Значення складників: $C_p = 825$, $t = 3 \text{ мм}$, $S_z = 0,18 \text{ мм/зуб}$, $B = 125 \text{ мм}$, $z = 12$, $D = 125 \text{ мм}$, $n = 63 \text{ об/хв}$, $x = 1$, $y = 0,75$, $u = 1,1$, $q = 1,3$, $w = 0,2$, $K_{mp} = 1$.

Отже, найбільша головна сила різання P_z :

$$P_z = 10 \cdot 825 \cdot 3^1 \cdot 0,18^{0,75} \cdot 125^{1,1} \cdot 12 \cdot 1 / (125^{1,3} \cdot 63^{0,2}) = 10206,6 \text{ Н.}$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 10 |

Найбільший крутний момент на шпинделі $M_{кр}$, Н·м:

$$M_{кр} = P_z \cdot D_{max} / (2 \cdot 100).$$

$$M_{кр} = 10206,6 \cdot 125 / (2 \cdot 100) = 6379 \text{ Н·м}.$$

Найбільша – ефективна – потужність, затрачувана на різання $N_{эф}$, кВт:

$$N_{эф} = P_z \cdot V_{min} / (1020 \cdot 60).$$

$$N_{эф} = 10206,6 \cdot 31 / (1020 \cdot 60) = 5,17 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна головного руху $N_{ел}$, кВт:

$$N_{ел} = N_{эф} \cdot k / \eta_v + N_{х.х.},$$

де $k = 1,2$ - коефіцієнт повторно-короткочасного перевантаження електродвигуна;

$\eta_v \approx 0,9$ – коефіцієнт корисної дії верстата;

$N_{х.х.} \approx 0,6$ – потужність холостого ходу верстата.

За попередньо взятими приблизними значеннями обраховуємо попередню потужність електродвигуна головного руху:

$$N_{ел} = 5,17 \cdot 1,2 / 0,9 + 0,6 \approx 7,5 \text{ кВт}.$$

2.3 Вибір оптимальної структури приводу

Привод верстата обмежується його конструкцією верстата. Привод обираємо роздільний для головного руху і подач.

Так, як в основному обробку планується проводити прогресивним інструментом, то частоти обертання будуть назначатися в верхніх межах діапазону, де крок між сусідніми частотами відносно великий. Тому, для більш точного налаштування на потрібну частоту використовуємо привод з безступінчастим регулюванням частоти обертання.

Основні переваги таких приводів – підвищення продуктивності обробки за рахунок точного налаштування оптимальної за режимами різання швидкості, можливість плавної зміни швидкості під час роботи, простота автоматизації процесу переключення швидкостей.

За рекомендаціями [6] обираємо двигун постійного струму з тиристорною системою керування. В приводах головного руху бажано забезпечити постійність потужності, що передається. А такий тип двигуна якнайкраще для цього підходить.

Найпоширенішими у верстатобудуванні з постійним струмом є двигуни типу 4ПФ [7].

За розрахованою потужністю ($N_{\text{ел}} \approx 7,5 \text{ кВт}$) попередньо підбираємо (додаток А) електродвигун серії 4ПФ132S з такими технічними характеристиками: $n_{\text{дв.ном}} = 1060 \text{ об/хв}$, $n_{\text{дв.макс}} = 5000 \text{ об/хв}$, $N = 7,5 \text{ кВт}$, з боковим розташуванням вентилятору.

Загальна характеристика електродвигунів серії 4ПФ.

Конструктивне виконання за способом монтажу - горизонтальне, вертикальне валом вгору або валом вниз, кріплення за лапи, за фланець, за фланець і лапи.

Збудження електродвигунів незалежне, напруга збудження 220 або 110 В.

Режим роботи тривалий S1, допускається робота в режимах S2- S8.

Електродвигуни допускають регулювання частоти обертання напругою якоря в діапазоні від 0 до 460 В при постійному моменті, при цьому допускається стоянка з моментом, рівним половині номінального.

Напрямок обертання вала - реверсивний.

Електродвигуни постійного струму серії 4ПФ виготовляються з прибудованим тахогенератором ТП80-20-0,5 постійного струму і датчиками теплового захисту, з незалежною вентиляцією від прибудованого електровентилятора.

Область застосування: у верстатобудуванні - в механізмах подачі і головного руху, в тому числі у верстатах з ЧПК, роботах та інших механізмах різних галузей промисловості.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>МД.6Р12.00.000.ПЗ</i> | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 12 |

3. Кінематичний розрахунок ПГР. Структурна формула

Розрахунок ведемо за методикою [6, стор. 35].

Для визначення структурної формули вихідними даними будуть:

- максимальна частота обертання двигуна $n_{\text{дв.макс}} = 5000$ об/хв.
- номінальна частота обертання двигуна $n_{\text{дв.ном}} = 1060$ об/хв;
- максимальна частота обертання шпинделя $n_{\text{макс}} = 3150$ об/хв;
- мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\text{мін}} = 63$ об/хв;
- знаменник ряду чисел обертів шпинделя $\phi = 1,26$.

Визначаємо діапазон регулювання приводу:

$$R_n = n_{\text{макс}} / n_{\text{мін}} = 3150 / 63 = 50.$$

Діапазон регулювання двигуна з постійною потужністю:

$$R_{\text{дв.Н.}} = n_{\text{дв.макс}} / n_{\text{дв.ном}} = 5000 / 1060 = 4,717.$$

Так як $R_{\text{дв.Н.}} < R_n$, необхідно використовувати ступінчасту коробку швидкостей. Тобто:

$$R_n = R_{\text{дв.Н.}} \cdot R_{\text{ст}},$$

де $R_{\text{ст}}$ – діапазон регулювання ступінчастої структури.

$$R_{\text{ст}} = R_n / R_{\text{дв.Н.}} = 50 / 4,717 = 10,6.$$

Тоді вираз $R_n = R_{\text{дв.Н.}} \cdot R_{\text{ст}}$ можна записати як $50 = 4,717 \cdot 10,6$.

Граничний діапазон регулювання однією групою визначається умовою:

$$R_{\text{гр.макс}} \leq u_{\text{макс}} / u_{\text{мін}} = 2 / (1/4) = 8,$$

де $u_{\text{макс}}$, $u_{\text{мін}}$ – максимальне та мінімальне передаточні відношення в множинній групі. Так як $R_{\text{ст}} = 10,6 > R_{\text{гр.макс}} = 8$, то в кінематичній структурі, що розроблюємо, необхідно використовувати дві групи передач:

$$R_{\text{ст}} = R_{\text{гр.1}} \cdot R_{\text{гр.2}}.$$

Тоді:

$$R_n = R_{\text{дв.Н.}} \cdot R_{\text{гр.1}} \cdot R_{\text{гр.2}}.$$

Кількість швидкостей ступінчастої структури можна визначити як:

$$z_{\text{ст}} = \lg R_n / \lg R_{\text{дв.Н.}} = \lg 50 / \lg 4,717 = 2,522.$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 13 |

Так як в кінематичній структурі у нас дві групи передач, а мінімальна кількість передач в одній групі дорівнює двом, то приймаємо $z_{ст} = 2 \cdot 2 = 4$.

Безступінчасту структуру представляємо як умовно ступінчасту структуру. За прийнятим значенням знаменника геометричного ряду частот обертів $\phi = 1,26$ визначаємо фіктивне число ступенів частот обертання, що забезпечується керуванням двигуна:

$$p_{фiкт} = \lg R_{дв.N.} / \lg \phi + 1 = \lg 4,717 / \lg 1,26 + 1 = 6,7 + 1 \approx 8.$$

Вважаємо $p_{фiкт}$ основною групою. Тоді в загальному вигляді можемо написати:

$$Z_{умов.} = P_{фiкт[1]} \cdot P_{гр1[X1]} \cdot P_{гр2[X2]},$$

де $p_{гр1}$, $p_{гр2}$ – числа передач в першій та другій групах ступінчастої структури.

Використовуючи подвійні блоки зубчастих коліс, отримуємо $p_{гр1} = p_{гр2} = 2$;

$X1$ – характеристика першої групи, що приймається рівною $p_{фiкт} - 1$ для забезпечення перекриття швидкостей;

$X2$ - характеристика другої групи.

Отже, отримуємо:

$$Z_{умов.} = 8_1 \cdot 2_7 \cdot 2_X.$$

Діапазон регулювання, що реалізується першою групою ступінчастої структури, складе:

$$R_{гр1} = \phi^{X1(p1-1)} = 1,26^{7(2-1)} = 5,042.$$

Тоді діапазон регулювання другої групи:

$$R_{гр2} = R_{ст} / R_{гр.1} = 10,6 / 5,042 = 2,1024.$$

Відповідно, характеристика другої групи з умови забезпечення необхідного за умовою діапазону регулювання:

$$X2 = \lg R_{гр2} / \lg \phi = \lg 2,1024 / \lg 1,26 = 3,2 \approx 3.$$

Таким чином, остаточно отримуємо структурну формулу:

$$Z_{умов.} = 8_1 \cdot 2_7 \cdot 2_3.$$

За рекомендаціями [8, стор. 47], що характеристики груп повинні збільшуватись у напрямку від двигуна до шпинделя, маємо остаточно:

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 14 |

$$z_{\text{умов.}} = 8_1 \cdot 2_3 \cdot 2_7.$$

Для зручності побудови структурної сітки та графіка частот визначаємо умовну кількість ступенів частот обертання:

$$z_{\text{умов.}} = \lg R_n / \lg \varphi + 1 = \lg 50 / \lg 1,26 + 1 = 16,9 + 1 \approx 18.$$

3.2 Структурна сітка

Структурну сітку (рис. 3.1) будуємо за методикою [8, стор. 48].

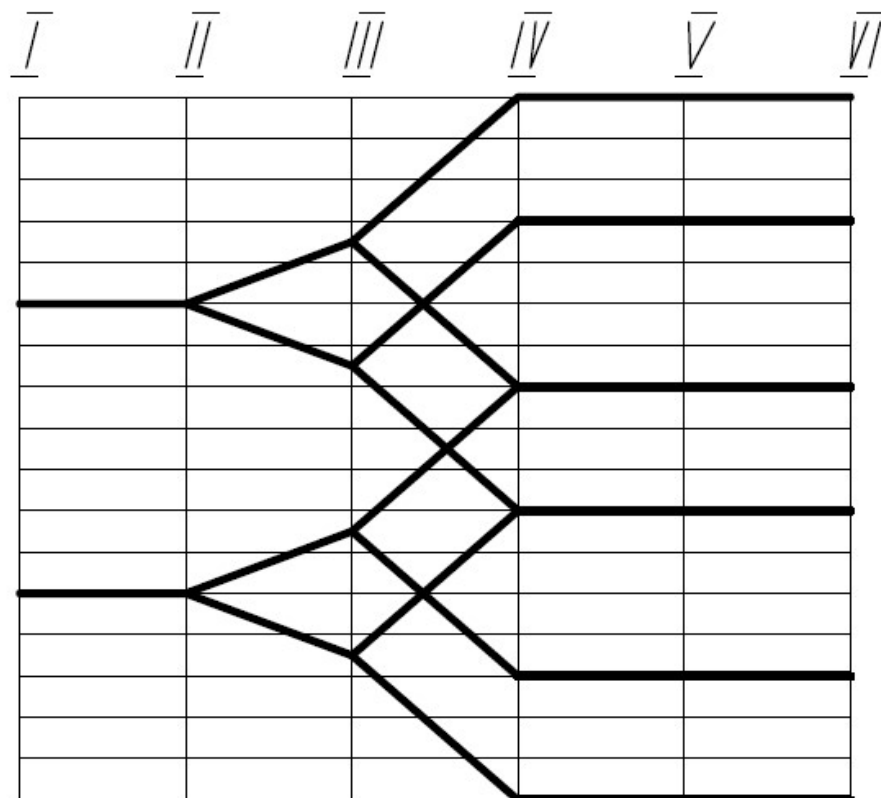


Рисунок 3.1 – Структурна сітка

Призначення першої групи передачі між першим і другим валом, що складається з одної передачі – понизити частоти обертання інших валів коробки швидкостей, що значно збільшить її термін експлуатації.

Четверта і п'ята група – відповідно, між четвертим і п'ятим, п'ятим і шостим валами – також складаються з однієї передачі. Вони потрібні для передачі руху на поворотну головку.

Структурні сітки містять такі дані про привід:

- 1) кількість ступенів частот обертання на валах приводу;
- 2) кількість групових передач та послідовність їх конструктивного розміщення;
- 3) кількість передач в кожній групі;
- 4) характеристики груп, тобто їх місце залежно від варіанта кінематичного вмикавання;
- 5) діапазон регулювання кожної групи передач і цілого приводу.

3.3 Графік частот обертів шпинделя

Графік частот (рис. 3.2) будуємо за методикою [8, стор. 49].

За ОСТ 2 Н 11-1- 72 при знаменнику $\phi = 1,26$ обираємо наступний ряд чисел обертів шпинделя: 63, 80, 100, 125, 160, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000.

Згідно рекомендацій [8, стор. 50], будуючи графік, намагаємось максимально понизити оберти проміжних валів ще з першої групи. Передачі четвертої та п'ятої груп йдуть без пониження і підвищення, бо це відобразиться на збільшенні габаритів поворотної головки. Лише третя група має значне підвищення передаточного числа, щоб вийти на максимальні оберти шпинделя.

Графік частот обертання має все те, що містить структурна сітка, але, крім цього, виявляє:

- 1) кількість поодиноких передач, які потрібні для конструктивного компоновання приводу і для зниження частоти обертання електродвигуна до мінімальної частоти обертання шпинделя;
- 2) відносне розташування поодиноких передач серед групових;
- 3) передавальні відношення всіх передач за усіх частотах обертання шпинделя;
- 4) частоти обертання усіх валів механізму за усіх вмиканнях передач.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 16 |

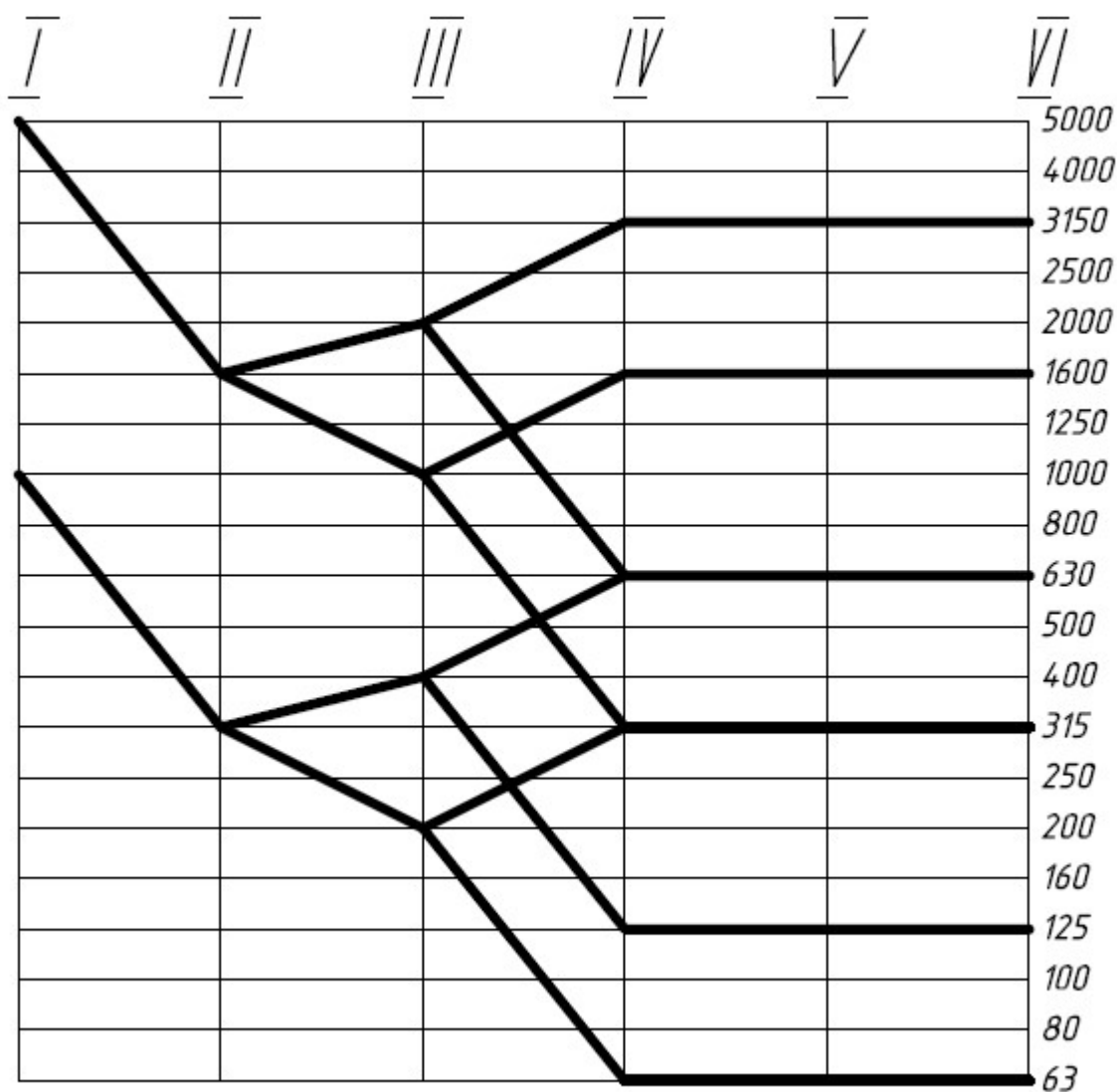


Рисунок 3.2 – Графік частот

На рисунку 3.3 показано графік зміни потужності ПГР у межах діапазону частот обертів шпинделя. З нього видно, що умову постійності потужності, що передається в ПГР, на всьому діапазоні R_n [6, стор. 35], виконано.

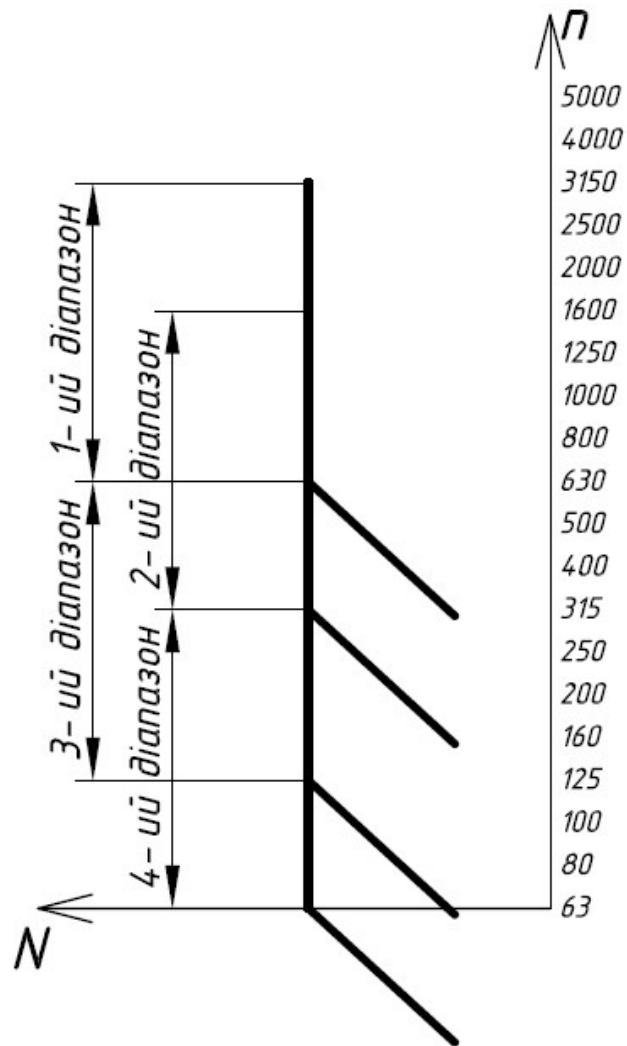


Рисунок 3.3 – Графік зміни потужності

3.4 Кінематична схема ПГР

Подальші розрахунки ведемо за [9, стор. 21].

За отриманими структурною формулою, структурною сіткою та графіком частот будуюмо кінематичну схему ПГР (рис. 3.4).

Новий ПГР має шість груп передач, дві з яких мають по два передаточних відношення, а чотири інші – по одному. Складається з шести валів і чотирнадцяти зубчастих шестерень, одна пара з яких є конічною, всі інші – циліндричні прямозубі.

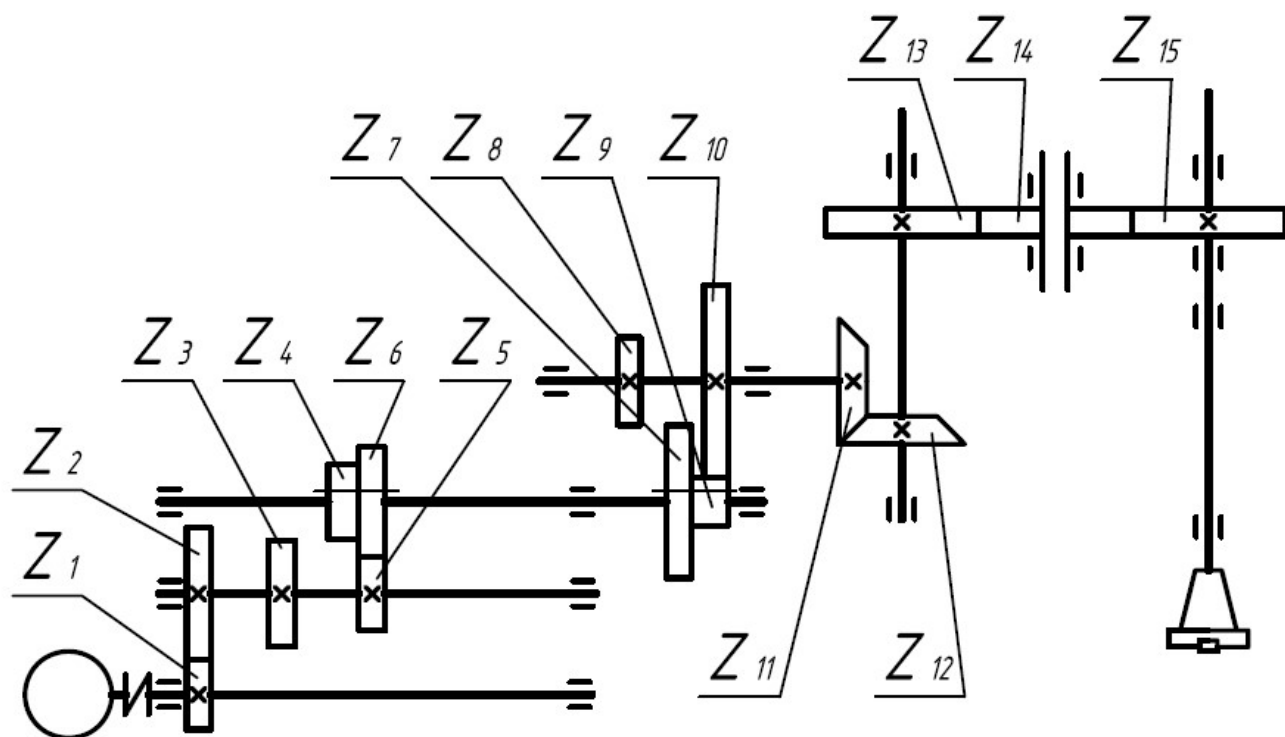


Рисунок 3.4 – Кінематична схема ПГР

3.5 Визначення передаточних відношень

Представимо кінематичний ланцюг ПГР у вигляді передаточних відношень:

$$n_{дв.} \cdot u_1 \cdot \begin{bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_4 \\ u_5 \end{bmatrix} \cdot u_6 \cdot u_7 = n_{обшп.}$$

Виходячи з кінематичної схеми, отримуємо:

- перша група: $u_1 = \varphi^{-5}$;
- друга група: $u_2 = \varphi^1, u_3 = \varphi^{-2}$;
- третя група: $u_4 = \varphi^2, u_5 = \varphi^{-5}$;
- четверта група: $u_6 = \varphi^0$;
- п'ята група: $u_7 = \varphi^0$.

Отже, кінематичний ланцюг має вигляд:

$$n_{дв.} \cdot \varphi^{-5} \cdot \begin{bmatrix} \varphi^1 \\ \varphi^{-2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi^2 \\ \varphi^{-5} \end{bmatrix} \cdot \varphi^0 \cdot \varphi^0 = n_{обшп.}$$

3.6 Розрахунок чисел зубів зубчастих передач

Представимо в кінематичному ланцюгу передаточні відношення у вигляді співвідношення кількості зубів зубчастих передач:

Так як новий ПГР вмонтовується в станину старого верстату, то треба витримати міжосьові відстані між валами, мм:

$$a_w = (z_1 + z_2) \cdot m / 2,$$

де m – модуль зубчастого зачеплення, мм.

Так як четверта та п'ята група передач залишається без змін, то і обраховуємо лише перші три групи.

У модернізованому верстаті перша група передач розташована на місці другої групи, тому для обрахунку міжосьової відстані беремо $m = 4$ мм.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Міжосьові відстані

| Передача між валами | Розрахунок | Сума зубців | Міжосьова відстань, мм |
|---------------------|-------------------------|-------------|------------------------|
| I – II | $(19 + 35) \cdot 4 / 2$ | 54 | 108 |
| II – III | $(17 + 46) \cdot 4 / 2$ | 63 | 126 |
| III – IV | $(19 + 69) \cdot 4 / 2$ | 88 | 176 |

Модулі зубчастих зачеплень модернізованого верстату приймаємо такими ж, як і у базового: $m = 4$ мм. Проте, перша група модернізованого верстата буде мати модуль зубчастого зачеплення, як і модуль в першій групі базового верстата: $m = 3$ мм. Тому для неї сума зубців складе:

$$S_z = a_w \cdot 2 / m = 108 \cdot 2 / 3 = 72.$$

Обрахунок чисел зубів ведемо табличним способом [11, стор. 39].

Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.2.

Для суми зубців $S_z = 72$ і передаточного відношення $u_I = \varphi^{-5} = 1/3,17$ неможливо підібрати числа зубців. Тому суму зубців зменшуємо до $S_z = 71$, а в зачепленні використовуємо шестерні з корегованими зубцями.

Таблиця 3.2 – Числа зубців зубчастих передач

| Передаточне відношення φ | Модуль m , мм | Сума зубців S_z | Кількість зубців |
|----------------------------------|-----------------|-------------------|------------------|
| $u_1 = \varphi^{-5} = 1/3,17$ | 3 | 71 | $z_1 = 17$ |
| | | | $z_2 = 54$ |
| $u_2 = \varphi^1 = 1,26$ | 4 | 63 | $z_3 = 35$ |
| | | | $z_4 = 28$ |
| $u_3 = \varphi^{-2} = 1/1,59$ | 4 | 63 | $z_5 = 24$ |
| | | | $z_6 = 39$ |
| $u_4 = \varphi^2 = 1,59$ | 4 | 88 | $z_7 = 54$ |
| | | | $z_8 = 34$ |
| $u_5 = \varphi^{-5} = 1/3,17$ | 4 | 88 | $z_9 = 21$ |
| | | | $z_{10} = 67$ |

Остаточно, кінематичний ланцюг нового ПГР має вигляд:

$$(5000 \div 1060) \cdot \frac{17}{54} \cdot \left[\frac{35}{28} \right] \cdot \left[\frac{54}{34} \right] \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{54}{54} = n_{\text{об.шп.}}$$

3.7 Визначення дійсних частот обертання шпинделя і відхилення їх від табличних

Ступінчаста частина ПГР дає чотири швидкості. Завдяки електродвигуну постійного струму з тиристорним регулюванням швидкості, ми можемо отримати будь-яку частоту обертання шпинделя в межах діапазону всього приводу. Тому дійсні числа обертів шпинделя визначаємо лише для n_{max} та n_{min} .

Абсолютна похибка:

$$\Delta n = n_{\text{дійсн.}} - n_{\text{табл.}}$$

де $n_{\text{дійсн.}}$ – дійсна частота обертання валу;

$n_{\text{табл.}}$ – табличне значення частоти обертання.

Відносна похибка:

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 21 |

$$\Delta n_{\text{відн.}} = \Delta n / n_{\text{табл.}}$$

Відхилення дійсних частот не повинні бути більші ніж:

$$\Delta n_{\text{max}} = \pm 10 (\varphi - 1) \% = \pm 10 (1,26 - 1) \% = \pm 2,6 \%$$

Зводимо результати розрахунків у таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунків чисел обертів шпинделя

| Частота n | Число обертів за хвилину: | | Похибка | |
|------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------|------------------------------------|
| | дійсне $n_{\text{дійсн.}}$ | табличне $n_{\text{табл.}}$ | абсолютна Δn | відносна $\Delta n_{\text{відн.}}$ |
| n_{max} | 3125 | 3150 | 25 | 0,8 |
| n_{min} | 64,36 | 63 | 1,36 | 2,1 |

Результати обчислень показують, що відхилення дійсних частот обертання від табличних не виходять за межі допустимих. Тобто числа зубів шестерен підібрані вірно.

3.8 Розрахунковий КПД приводу

Визначаємо розрахунковий коефіцієнт корисної дії (КПД) ПГР верстата [9, стор. 22]:

$$\eta = \eta_{\text{п}}^a \cdot \eta_{\text{ц}}^b \cdot \eta_{\text{к}}^c,$$

де $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{ц}}$, $\eta_{\text{к}}$ – КПД відповідно підшипників кочення, циліндричної та конічної зубчастої передачі. $\eta_{\text{п}} = 0,997$, $\eta_{\text{ц}} = 0,99$, $\eta_{\text{к}} = 0,97$;
а, b, c – відповідно кількість однотипних передач і підшипників ПГР.

Розрахунок ведемо виходячи з кінематичної схеми (рис. 3.4) від шпинделя до електродвигуна і результати заносимо в таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – КПД ПГР

| Вал | Розрахунок | КПД |
|-----|-------------------------------------|--------|
| I | $0,997^7 \cdot 0,99^5 \cdot 0,97^1$ | 0,915 |
| II | $0,997^6 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97^1$ | 0,927 |
| III | $0,997^5 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97^1$ | 0,939 |
| IV | $0,997^4 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97^1$ | 0,9517 |
| V | $0,997^3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97^0$ | 0,984 |

| | | |
|-----|-------------------------------------|-------|
| VI | $0,997^2 \cdot 0,99^1 \cdot 0,97^0$ | 0,997 |
| VII | $0,997^1 \cdot 0,99^0 \cdot 0,97^0$ | 0,996 |

Таким чином, загальний КПД всього ППР буде $\eta = 0,915$.

3.9 Попередній розрахунок діаметрів валів

З умови жорсткості валів за кутом закручування визначаємо орієнтовні діаметри валів за формулою [9, стор. 21]:

$$d \geq (105 \div 125) \sqrt[4]{\frac{N_{\text{эф}}}{n_i \cdot \eta_{\text{ш-}i}}}$$

де $N_{\text{эф}}$ – ефективна потужність, затрачувана на різання, кВт (див. п. 2.2);

n_i – частота обертання i -го валу, об/хв.;

$\eta_{\text{ш-}i}$ – умовний КПД від шпинделя до i -го валу, починаючи від шпинделя (див. п. 3.8).

Обрахунок ведеться за найменшими частотами обертання. Виходячи з графіка частот (рис. 3.2) отримуємо частоти проміжних валів:

$$n_1 = 1060 \text{ об/хв.};$$

$$n_2 = 315 \text{ об/хв.};$$

$$n_3 = 200 \text{ об/хв.};$$

$$n_4 = 63 \text{ об/хв.};$$

$$n_5 = 63 \text{ об/хв.};$$

$$n_6 = 63 \text{ об/хв.};$$

$$n_7 = 63 \text{ об/хв.};$$

Розрахункові значення діаметрів валів округляємо до найближчого зі стандартного ряду гладких валів (ГОСТ 6636-73). Результати обрахунків заносимо в таблицю 3.5.

Таблиця 3.5 – Попередній розрахунок діаметрів валів

| Вал | Розрахунок | $d_{\text{розрах}}$, мм | d , мм |
|-----|------------|--------------------------|----------|
| I | | 29,5 | 30 |

| | | | |
|-----|--|-------|----|
| II | | 41 | 42 |
| III | | 46,2 | 48 |
| IV | | 61,54 | 63 |
| V | | 61,05 | 63 |
| VI | | 61,05 | 63 |
| VII | | 63,35 | 90 |

3.10 Вибір електродвигуна

Потужність двигуна визначається за формулою [9, стор. 23], кВт:

$$N_{\text{ел}} = k \cdot N_{\text{еф}} / \eta + N_{\text{х.х.}},$$

де $k = 1 \div 1,3$ – коефіцієнт короткочасного перенавантаження електродвигуна;

$N_{\text{еф}}$ – ефективна потужність, затрачувана на різання, кВт (див. п. 2.2);

η – умовний КПД ПГР (див. п. 3.8);

$N_{\text{х.х.}}$ – потужність холостого ходу, кВт.

Потужність холостого ходу розраховуємо за [11, стор. 134], кВт:

$$N_{\text{х.х.}} = k_m \cdot d_{\text{ср}} \cdot 10^{-5} \cdot (n_I + n_{II} + \dots + n_i + k_{\text{шп}} \cdot d_{\text{шп}} \cdot n_{\text{шп}} / d_{\text{ср}}),$$

де k_m – коефіцієнт, що характеризує конструкцію елементів приводу та якість виготовлення, який приймається рівним 3-6; менші значення відповідають більш простим, а більші – більш складнішим схемам;

$d_{\text{ср}}$ – середній діаметр всіх проміжних валів приводу, см;

n_I, \dots, n_i – числа обертів проміжних валів приводу, що відповідають налаштованій швидкості шпинделя (беремо зі структурної сітки), об/хв;

$k_{\text{шп}}$ – коефіцієнт, що враховує додаткові витрати в шпиндельному вузлі; при підшипниках кочення приймається 1,5, при підшипниках ковзання – 2;

$d_{\text{шп}}$ – діаметр шпинделя в передній опорі, см;

$n_{\text{шп}}$ – число обертів шпинделя, об/хв.

Середній діаметр всіх проміжних валів приводу:

$$d_{\text{ср}} = (d_I + d_{II} + \dots + d_i) / i = (3 + 4,2 + 4,8 + 6,3 + 6,3) / 5 = 4,92 \text{ см.}$$

В якості розрахункової частоти обертання шпинделя $n_{\text{шп}}$ для більшості верстатів загального призначення приймається найбільша з нижньої треті із загальної кількості ступенів частот обертання шпинделя z (див. п. 3.1). В нашому випадку $n_{\text{шп}} = 18 / 3 = 6$. Шостий ступінь відповідає $n_{\text{шп}} = 200$ об/хв.. Для нього:

$$n_I = 1600 \text{ об/хв.};$$

$$n_{II} = 500 \text{ об/хв.};$$

$$n_{III} = 630 \text{ об/хв.};$$

$$n_{IV} = 200 \text{ об/хв.};$$

$$n_V = 200 \text{ об/хв..}$$

Отже, потужність холостого ходу:

$$N_{\text{х.х.}} = 4 \cdot 4,92 \cdot 10^{-5} (1600 + 500 + 630 + 200 + 200 + 1,5 \cdot 6,5 \cdot 200 / 4,92) = 0,69 \text{ кВт.}$$

А потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ел}} = 1,2 \cdot 5,17 / 0,915 + 0,69 = 7,47 \text{ кВт.}$$

Попередньо підібраний (див. п. 2.3) електродвигун серії 4ПФ132S має більшу потужність ніж розрахункова ($7,5 > 7,47$ кВт). Тому для ПГР модернізованого верстата обираємо його.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 25 |

4. Конструкторський розрахунок ПГР

4.1 Проектний розрахунок зубчастих передач

4.1.1 Вибір матеріалів і термообробки

Всі подальші розрахунки ведемо за [12, 13].

Як матеріал для виготовлення всіх зубчастих коліс приймаємо сталь 40Х ГОСТ 4543-71, з термообробкою - гарт плюс високий відпустку (35 ... 40HRC). Обробка зубчастого вінця т.в.ч. з подальшим низьким отпуском. (50 ... 52HRC).
Механічні властивості матеріалу:

- Для колеса: 480HB (40HRC)
- Для шестірни: 600HB (52HRC)

4.1.2 Визначення допустимих напружень

Допустимі контактні напруги для шестерні і колеса визначаємо за формулою:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} * K_{HL},$$

де $\sigma_{H \lim b}$, МПа - базовий межа контактної витривалості зубів, визначається для шестерні і колеса:

$$\sigma_{H \lim b ш} = 17 * HRC + 200 = 17 * 62 + 200 = 1254 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim b к} = 17 * HRC + 200 = 17 * 50 + 200 = 1050 \text{ МПа},$$

$S_H = 1.2$ - коефіцієнт безпеки для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням зубів,

K_{HL} - коефіцієнт довговічності,

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

$N_{HO} = 9 * 10^7$ - базове число циклів навантаження,

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 26 |

$N_{HE} = k_{HE} * 60 * n_T * t_h$ - еквівалентне число циклів зміни напруження, при:

$k_{HE} = 0,25$ коефіцієнт

$n_T = 22,4 \text{ мин}^{-1}$ - частота обертання тихохідного вала,

$t_h = L * 365 * K_{\text{год}} * 24 * K_{\text{сут}} = 5 * 365 * 0,6 * 24 * 0,3 = 7884 \text{ ч}$ – число годин роботи

передачі за розрахунковий термін служби,

де $K_{\text{год}}$, $K_{\text{сут}}$ – коефіцієнти використання передачі в році і в добі,

L , роки - термін служби;

$$N_{HE} = k_{HE} * 60 * n_T * t_h = 0,25 * 60 * 22,4 * 7884 = 0,26 * 10^7;$$

$$K_{HL} = \sqrt{9 * 10^7 / 0,26 * 10^7} = 1,8$$

Тоді допустима контактна напруга для колеса складе:

$$\sigma_{HPK} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} * K_{HL} = 1050 * 1,8 / 1,2 = 1575 \text{ МПа}$$

Так як передача являється прямозубою, то подальший розрахунок будемо розраховувати по $\sigma_{HPK} = \sigma_{HP} = 1575 \text{ МПа}$

Допустимі напруги вигину колеса і шестерні визначаємо за формулою:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} * K_{FC} * K_{FL}$$

де $\sigma_{F \lim b}$ - базовий межа витривалості зубів при згині, визначається для шестерні і колеса:

$K_{FL} = 1$ – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження (для $HV > 350$ і реверсивної передачі),

$S_F = 1,75$ - коефіцієнт безпеки,

K_{FL} - коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміну служби і режиму навантаження (за аналогією з K_{HL} приймаємо $K_{FL} = 1,18$, при базовому числі циклів змін напружень $N_{FO} = 4 * 10^6$ – для сталі).

Тоді допустимі напруження згину колеса буде:

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 27 |

$$\sigma_{FPu} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} * K_{FC} * K_{FL} = 750 * 1 * 1,18/2 = 505,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FPk} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} * K_{FC} * K_{FL} = 650 * 1 * 1,18/2 = 438,28 \text{ МПа}$$

Так як передача є прямозубою, то подальший розрахунок будемо робити по $\sigma_{FPk} = \sigma_{FP} = 438,28 \text{ МПа}$

4.1.3 Визначення розмірів передач і зубчастих коліс

Міжосьова відстань для передач приймаємо такою, як на базовому верстаті.
Знаходимо ширину шестерні

$$B_w = 80 * 0,22 = 17 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль, вважаючи його однаковим для обох пар коліс:

$$m = 2 * 80 / 72 = 2,22$$

По ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m = 2,5$

Уточнюємо ширину коліс

$$a = 2,5 * 72 / 2 = 90 \text{ мм.}$$

Уточнюємо ширину коліс

$$B_w = 90 * 0,22 = 20 \text{ мм}$$

Міжосьова відстань для передач z_4 , мм

$$a = 0,85 * (1,26 + 1) * \sqrt[3]{\frac{2,1 * 10^5 * 144700 * 1,04}{1,26^2 * 0,25 * 1575^2}} = 61,05 \text{ мм.}$$

Округлюючи по ряду Ra40 приймаємо $a = 80$

Знаходимо ширину шестерні

$$B_w = 80 * 0,22 = 17 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль, вважаючи його однаковим для обох пар коліс:

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 28 |

$$m=2*80/74=2,1$$

По ГОСТ 9563–60 приймаємо модуль $m=2$

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a=2*74/2=74\text{мм.}$$

Уточнюємо ширину коліс

$$B_w=74*0,22=16\text{ мм}$$

Розрахунок геометричних параметрів передач здійснюємо по ГОСТ 16532-70.

Ділильні діаметри шестерні (колеса) d , мм

$$d=m*z;$$

Діаметри вершин шестерні (колеса) d_a , мм

$$d_a=d+2m;$$

Діаметри западин шестерні (колеса) d_f , мм

$$d_f=d-2,5m;$$

Ширина вінців коліс: $b_w = \phi_{ba} * a$

4.1.4 Перевірочний розрахунок прямозубої передачі

Зробимо перевірочний розрахунок по контактним напруженням і напруженням вигину для самої навантаженої передачі, якої є зубчаста пара z_{34} - z_{42}

а) Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Розрахункова контактна напруга для зубчастого колеса:

$$\sigma_H = 1,18 * \sqrt{\frac{E_{HP} * K_H * (U + 1)}{b * d_{34}^2 * U}} \leq \sigma_{HP},$$

де $K_H = K_{Hv} * K_{H\beta} = 1,04 * 1,04 = 1,08$ – коефіцієнт загрузки,

де $K_{Hv} = 1.04$ - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження, що виникає в зачепленні (залежно від окружної

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 29 |

$$\text{швидкості: } V_{(1)11} = \frac{\pi * d_{40} * n_{\min}}{60 * 1000} = \frac{3.14 * 264 * 22,4}{60 * 1000} = 0.0138 \text{ м/с і ступеня точності}$$

зачеплення 9)

$K_{H\beta} = 1.04$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця,

$b = 30$ мм – робоча ширина вінця зубчастої передачі,

$d_1 = 66$ мм – дільний діаметр шестірні,

$U = 4$ – передавальне відношення.

$E_{np} = 2,5 * 10^5$ МПа - модуль пружності

Таким образом:

$$\sigma_H = 11,18 * \sqrt{\frac{2,1 * 10^5 * 689 * 10^5 * (4 + 1)}{66^2 * 55 * 4}} = 1334,15 \text{ МПа}$$

Тобто $\sigma_H = 1334,15$ МПа < $\sigma_{HP} = 1575$ МПа – умова міцності на контактну витривалість дотримується.

б) Перевірочний розрахунок по напруженням вигину

Визначимо розрахункове напруження згину за формулою:

$$\sigma_F = Y_F * \frac{F_t * K_F}{b * m} \leq \sigma_{FP}$$

де $Y_{Fu} = 4,05$ - Коефіцієнт форми зуба.

$Y_{Fk} = 3,7$ – Коефіцієнт форми зуба.

$\sigma_{FPu} = 505,7$ МПа – допустиме напруження вигину для шестірні,

$\sigma_{FPk} = 438,28$ МПа – допустиме напруження вигину для колеса,

визначаємо менш міцне ланка: $\sigma_{FPu} / Y_{Fu} = 505,7 / 4,05 = 124,86$

$$\sigma_{FPk} / Y_{Fk} = 438,28 / 3,7 = 116,02$$

розрахунок по колесу;

$F_t = 2000 * T_3 / d_{34} = 2 * 689,9 * 10^3 / 60 = 20906,06$ Н – окружна сила на початковій окружності,

$b = 55$ мм – робоча ширина вінця зубчастої передачі,

$m = 3$ мм – модуль зачеплення,

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 30 |

$K_F = K_{Fv} * K_{F\beta} = 1,01 * 1,05 = 1,061$ – коефіцієнт навантаження, де $K_{Fv} = 1,01$ - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження, що виникає в зачеплю-ванні.
 $K_{F\beta} = 1,05$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця.

Таким образом:

$$\sigma_F = 3,7 * 20906,06 * 1,061 * /(55 * 3) = 423 \text{ МПа}$$

Тобто $\sigma_F = 423$ МПа набагато менше $\sigma_{FP} = 438$ МПа, отже умова дотримується.

4.2 Розрахунок валів

Попередній розрахунок діаметрів валів див. п. 3.9. Наступні – [14].

4.2.1 Розрахунок вала на втомну міцність

Розрахунок будемо проводити за сумарним вигинальним і крутним моментом в найбільш небезпечному перерізі.

Як матеріал для виготовлення вала приймемо сталь 45 ГОСТ 1050 - 88, з механічними властивостями в нормалізованому стані:

$$\sigma_B = 750 \text{ МПа}, \sigma_{0.2} = 455 \text{ МПа}, 200 \text{ НВ}$$

Для забезпечення достатньої втомної міцності, необхідно виконання наступної умови:

$$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

де S – загальний коефіцієнт запасу міцності,

$[S] = 1.5$ допустимий коефіцієнт запасу міцності,

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_\sigma}{K_d * K_F} + \psi_\sigma * \sigma_m}$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 31 |

- коефіцієнт запасу за нормальними напруженням, де $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot 750 = 0,4 \cdot 750 = 300 \text{ МПа}$ (для конструкційної сталі) межа витривалості сталі при симетричному циклі вигину,

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{СУМ}}}{0,1 \cdot d_4^3} = \frac{2552 \cdot 1000}{0,1 \cdot 75^3} = 67,1 \text{ МПа}$$

– амплітуда циклу нормальних напруг, що дорівнює найбільшій напрузі вигину в перерізі,

$K_\sigma = 1,7$ – (для шпонкових) ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень. $K_d = 0,72$ – масштабний фактор для нормальних напружень $K_F = 1$ – (для $R_a = 2.5$) коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні $\psi_\sigma = 0.1$ – коефіцієнт, корегуючий вплив постійної складової циклу напружень на опір втоми,

$\sigma_m = 0$ (так як осьова навантаження на вал відсутній) - середня напруга циклу зміни нормальних напружень,

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot K_\tau}{K_d \cdot K_F} + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

- Коефіцієнт запасу по дотичних напружень,

де $\tau_{-1} = 0,2 \cdot \sigma_B = 0,2 \cdot 750 = 150 \text{ МПа}$ - межа витривалості сталі при симетричному циклі кручення,

$$\tau_a = \frac{T_V \cdot 0,5}{0,2 \cdot d_4^3} = \frac{721990 \cdot 0,5 \cdot 1000}{0,2 \cdot 75^3} = 15,4 \text{ МПа}$$

- амплітуда циклу дотичних напруг, що дорівнює найбільшій напрузі кручення в перерізі,

$K_\tau = 1,4$ – (для шпонок) ефективний коефіцієнт концентрації дотичних напружень.

$K_d = 0.72$ – масштабний фактор для дотичних напружень

$K_F = 1$ – (для $R_a = 2.5$) коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 32 |

$\psi_\tau=0.05$ – коефіцієнт, корегуючий вплив постійної складової циклу дотичних напружень на опір втоми,

$\tau_m=\tau_a=39,31$ МПа – середня напруга циклу зміни дотичних напружень.

тоді:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_\sigma}{K_d * K_F} + \psi_\sigma * \sigma_m} = \frac{300}{\frac{67,1 * 1,7}{0,72 * 1} + 0,1 * 0} = 1,89$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a * K_\tau}{K_d * K_F} + \psi_\tau * \tau_m} = \frac{150}{\frac{15,4 * 1,4}{0,72 * 1} + 0,05 * 15,4} = 4,89$$

І загальний коефіцієнт запала міцності:

$$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1,89 * 4,89}{\sqrt{1,89^2 + 4,89^2}} = 1,767$$

Таким чином, $S=1,767 > [S] = 1.5$, тобто запас опору втоми забезпечений.

4.2.2 Розрахунок вала на статичну міцність

Статичну міцність вала при перевантаженнях (напруги подвоюються) підраховуємо по еквівалентним напруженням, які по 3 - ій і четвертий теоріям міцності визначаються з виразу:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 * \tau_{\text{max}}^2},$$

де $\sigma_{\text{max}} = \frac{2 * M_{\text{сум}}}{0,1 * d_4^3} = \frac{2 * 2552 * 1000}{0,1 * 75^3} = 134,2$ МПа – найбільша напруга вигину в перерізі,

$\tau_{\text{max}} = \frac{2 * T_V}{0,2 * d_4^3} = \frac{2 * 721990 * 1000}{0,2 * 75^3} = 61,8$ МПа - найбільшу напруги кручення в перерізі,

тоді:

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 33 |

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 * \tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{134,2^2 + 3 * 61,8^2} = 147 \text{ МПа}$$

Значення $\sigma_{\text{экв}} = 147 \text{ МПа} < \sigma_T = 360 \text{ МПа}$, при цьому коефіцієнт запасу становить: $n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{360}{147} = 2,45$

Таким чином, статична міцність вала забезпечена.

4.3 Вибір і розрахунок підшипників

З певних діаметрам вихідних кінців валів проводимо підбір підшипників, для установки валів в корпус коробки. Так як всі передачі на валах є прямозубими, то осьовими силами в зачепленнях можна знехтувати, тому оптимальним варіантом є кулькові радіальні однорядні підшипники по ГОСТ 8338 - 75.

Для п'ятого вала на обидва вихідних кінця приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий радіальний однорядний підшипник середньої серії з наступними основними розмірами і характеристиками: $d = 45 \text{ мм}$ - номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця, $D = 68 \text{ мм}$ - номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця,

$B = 12 \text{ мм}$ – номінальна ширина підшипника,

$C = 14300 \text{ Н}$ – динамічна вантажопідйомність,

$C_0 = 8150 \text{ Н}$ – статична вантажопідйомність.

Зробимо розрахунок даного підшипника для найбільш навантаженої фіксуючої опори четвертого валу, якою є опора В, значення реакцій для даної опори складуть:

радіальна складова:

$$F_r = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2},$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 34 |

де R_{BX} , R_{BY} , Н – значення радіальної складової реакції опори відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах, тоді:

$$F_r = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{9057,84^2 + 17524,55^2} = 30513,96 \text{ Н}$$

осьова складова:

$$F_a = 8830,45 \text{ Н}$$

Визначимо значення відношення $\frac{F_a}{C_0}$, для визначення значення параметра e

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{8830,45}{24500} = 0,36 \text{ тоді по табл.16.5[4] } e = 0,42$$

Визначимо значення наступного співвідношення $\frac{F_a}{V * F_r}$ і порівняємо його з значення параметра $e = 0,42$

$$\frac{F_a}{V * F_r} = \frac{8830,45}{1 * 30513,96} = 0,289$$

де $V = 1$ – (при обертанні внутрішнього кільця по відношенню до навантаження) коефіцієнт обертання.

Так як $\frac{F_a}{V * F_r} = 0,289 < e = 0,42$, то значення коефіцієнтів у формулі для еквівалентної динамічного навантаження складуть: $X = 1$, $Y = 0$.

Визначимо еквівалентну динамічне радіальне навантаження з

$$\text{виразу: } P_r = (X * V * F_r + Y * F_a) * K_D * K_T,$$

де $X = 1$, $Y = 0$, $V = 1$, $F_r = 30513,96 \text{ Н}$, $F_a = 8830,45 \text{ Н}$ (як і раніше)

$K_D = 1.3$ – (для помірних поштовхів) коефіцієнт, що враховує динамічність зовнішнього навантаження,

$K_T = 1$ - коефіцієнт, що враховує вплив температури підшипникового вузла, таким чином:

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 35 |

$$P_r = (X * V * F_r + Y * F_a) * K_D * K_T = (1 * 1 * 30513,96 + 8830,45 * 0) * 1.3 * 1 = 39668,148 \text{ Н}$$

Для визначення придатності вибраного підшипника, визначимо розрахункову динамічну вантажопідйомність підшипника для даних умов навантаження і порівняємо зі стандартною аналогічної вантажопідйомністю обраного підшипника.

Розрахункова динамічна радіальна

$$\text{вантажопідйомність: } C_{расч} = P_r * \sqrt[p]{\frac{60 * n * L_h}{10^6}},$$

де $P_r = 39668,148 \text{ Н}$ - еквівалентна динамічна радіальна навантаження,

$p = 3$ - для шарикопідшипників,

$L_h = 3000 \text{ ч}$ – тривалість роботи підшипника (довговічність),

$n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальна частота обертання вала, тоді

$$C_{расч} = P_r * \sqrt[p]{\frac{60 * n * L_h}{10^6}} = 39668,148 * \sqrt[3]{\frac{60 * 1000 * 3000}{10^6}} = 62758,42 \text{ Н}$$

Тобто $C = 62758,42 \text{ Н} > 2 * C_{расч} = 75400 \text{ Н}$, що говорить про придатність обраної пари підшипників.

Для перевірки підшипника по статичній вантажопідйомності, визначимо еквівалентну статичне навантаження:

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a = 0.6 * 30513,96 + 0.5 * 8830,45 = 22723,6 \text{ Н}$$

де $X_0 = 0.6$, $Y_0 = 0.5$ (для однорядних радіальних шарикопідшипників).

$P_0 = 22723,6 \text{ Н} < C_0 = 24500 \text{ Н}$ – підшипник придатний.

Для четвертого вала на обидва вихідних кінця приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий радіальний однорядний підшипник середньої серії 1000806 з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 30 \text{ мм}$ - номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця ,

$D = 42 \text{ мм}$ - номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця ,

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 36 |

$B = 7\text{мм}$ - номінальна ширина підшипника ,
 $C = 3420\text{Н}$ - динамічна вантажопідйомність ,
 $C_0 = 2350\text{Н}$ - статична вантажопідйомність.

Для третього вала на обидва вихідних кінця приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий радіальний однорядний підшипник середньої серії 1000806 з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 30\text{мм}$ - номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця ,
 $D = 42\text{мм}$ - номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця ,
 $B = 7\text{мм}$ - номінальна ширина підшипника ,
 $C = 3420\text{Н}$ - динамічна вантажопідйомність ,
 $C_0 = 2350\text{Н}$ - статична вантажопідйомність.

Для другого валу на обидва вихідних кінця приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий радіальний однорядний підшипник середньої серії 1000805 з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 25\text{мм}$ - номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця ,
 $D = 37\text{мм}$ - номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця ,
 $B = 7\text{мм}$ - номінальна ширина підшипника ,
 $C = 3120\text{Н}$ - динамічна вантажопідйомність ,
 $C_0 = 1980\text{ Н}$ - статична вантажопідйомність.

Для першого валу на обидва вихідних кінця приймаємо по ГОСТ 8338 - 75 кульковий радіальний однорядний підшипник середньої серії 1000805 з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 25\text{мм}$ - номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця ,
 $D = 37\text{мм}$ - номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні зовнішнього кільця ,
 $B = 7\text{мм}$ - номінальна ширина підшипника ,
 $C = 3120\text{Н}$ - динамічна вантажопідйомність ,

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>МД.6Р12.00.000.ПЗ</i> | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 37 |

$C_0 = 1980 \text{ Н}$ - статична вантажопідйомність.

4.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

Передача крутного моменту з третього на четвертий , відбувається за допомогою зубчатого колеса яке кріпиться на валу за допомогою призматичної шпонки .

Діаметр вала для посадки зубчастого колеса складає $d = 90 \text{ мм}$, для якого за ГОСТ 23360 - 78 вибираємо призматичну шпонку з розмірами:

перетин шпонки

$b = 20 \text{ мм}$ - товщина шпонки ,

$h = 14 \text{ мм}$ - висота шпонки ,

Довжину шпонки приймемо з нормального ряду $= 65 \text{ мм}$

Матеріал шпонки сталь 45 ГОСТ 1050 - 88 , з допускаються напругою зминання $[\sigma_{см}] = 1100 \text{ Па}$

Беручи навантаження шпонки по довжині рівномірним, зробимо розрахунок на зминання. Умова міцності на зминанні має вигляд:

$$\sigma_{см} = \frac{4,4 * T}{h * l_p * d} \leq [\sigma_{см}]$$

де $[\sigma_{см}]$, - допустиме напруження зминання $[\sigma_{см}] = 1100 \text{ Па}$

$d = 75 \text{ мм}$ – діаметр вала під установку шпонки,

$l_p = 65 \text{ мм}$ – робоча довжина шпонки,

$T = 2607,59$ – крутний момент на 4-ом валу,

$$\sigma_{см} = \frac{4 * 2607,59}{12 * 65 * 75} = 17 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см} = 17 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова міцності виконується.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 38 |

4.5 Розрахунок шліцьового з'єднання

Для передачі обертання між валами за допомогою зубчастих передач, необхідно забезпечити нерухомість зубчастих коліс щодо валів в окружному напрямку, тобто відсутність обертання зубчастих коліс незалежно від валу з цією метою будемо використовувати прямобічні шліцьові з'єднання.

За ГОСТ 1139 - 80 приймемо розміри прямобічного шліцьові з'єднання. Розрахуємо шліцьове з'єднання для третього валу для вала 3: $z=8$ $d=42\text{мм}$, $D=48\text{мм}$, $b=5\text{мм}$, $f=0.4\text{мм}$, $r=0.3\text{мм}$,

де z - число зубців шліцьового вала,

d , мм - внутрішній діаметр шліців валу,

D , мм - зовнішній діаметр шліців валу,

b , мм - товщина шліців,

f , мм - розмір фаски,

r , мм - розмір скруглень .

Для шліцьових з'єднань основним є розрахунок на зминання шліців.

Зробимо розрахунок міцності шліцьового з'єднання 3-го валу. Умова міцності має

вигляд:

$$\sigma_{cm} = \frac{T_{III} * 10^3}{\varphi * F * l * r_{cp}}$$

де σ_{cm} , МПа – розрахункове напруження зминання,

$T_3=195630$ Нм – крутний момент на 3-ом валу,

$\varphi=0.85$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по робочих поверхнях зубів,

$F = z * \left[\frac{D-d}{2} - (f+r) \right]$, мм²/мм – (для прямокутних зубців) площа всіх

бічних поверхонь зубів з одного боку на 1мм довжини,

де $z=8$ - число зубців шліцьового вала

$d=28$ мм - внутрішній діаметр шліців валу,

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 39 |

$D=32$ мм - зовнішній діаметр шліців валу ,

$f=0.4$ мм - розмір фаски,

$r=0.3$ мм - розмір скруглень, тоді

$$F = z * \left[\frac{D - d}{2} - (f + r) \right] = 8 * \left[\frac{32 - 28}{2} - (0.4 + 0.3) \right] = 9,6 \text{ мм}^2/\text{мм}$$

$l=225$ мм – робоча довжина зуба,

$$r_{cp} = \frac{D + d}{4} = \frac{32 + 28}{4} = 15 \text{ – для прямих зубців,}$$

$[\sigma_{cm}] = 10 \dots 20$ МПа – допустиме напруження зминання бічних поверхонь зубів, тоді

$$\sigma_{cm} = \frac{T_3 * 10^3}{\varphi * F * l * r_{cp}} = \frac{195630}{0.85 * 9,6 * 225 * 15} = 7,1 \text{ МПа,}$$

таким чином, $\sigma_{cm} = 7,1$ МПа < $[\sigma_{cm}] = 20$ МПа, тобто міцність з'єднання забезпечується.

4.6 Гальмівна муфта

Для скорочення часу на гальмування шпинделя при його відключення застосовуємо електромагнітну гальмівну муфту ЕТМ 096 -1Н (рисунок 4.1, додаток Б, Лист 6). Її обираємо за крутним моментом та розміром і типом з'єднання з валом.

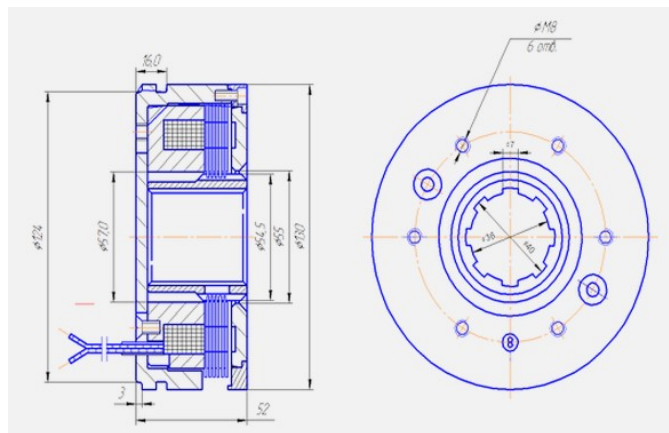


Рисунок 4.1 - Електромагнітна гальмівна муфта ЕТМ 096 -1Н

| | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

МД.6Р12.00.000.ПЗ

Арк.

40

Щоб уникнути масивних розмірів гальмівних пристроїв їх застосовують якомога ближче до двигна – на тому ж валу. Але за технічними характеристиками обрана електромагнітна гальмівна муфта не розрахована на максимальні оберти двигуна ($n=5000$ об/хв). Тому розміщуємо її на другому валу ПГР.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>МД.6Р12.00.000.ПЗ</i> | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 41 |

5. Розрахунок шпиндельного вузла

5.1 Обґрунтування компоновки шпиндельного вузла

Базовий верстат має шпиндель з діаметром у передній опорі $D = 90 \text{ мм}$, використана компоновка $K_v = 2,2 \cdot 10^5$.

У модернізованому верстаті зберігаю діаметр шпинделя такий же. Отримую коефіцієнт швидкохідності.

Компоновка шпиндельного вузла (ШВ) базового верстата не є придатною. Серед типових компоновок [9] отриманому значенню відповідає компоновка, показана на рис. 5.1.



Рисунок 5.1 – Компоновка ШВ

У передній опорі замість одного підшипника встановлюю два: кульковий упорно-радіальний типу 178818 ГОСТ 20821-75 упорний дворядний типу 3182118 ГОСТ 7634-75.

У задній опорі два підшипники, шарикові радіально-упорні високошвидкісні однорядні типу 46215 ГОСТ 831-75.

5.2 Перевірка міцності та розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла

В процесі роботи металорізального верстату геометрична вісь шпинделя змінює своє положення внаслідок піддатливості опор від дії сил різання, згинальних моментів та зсуву від поперечних сил. Фактичне положення

геометричної осі шпинделя буде залежати від жорсткості шпиндельного вузла, яка може бути визначена за принципом суперпозиції.

Головна складова сили різання: $P_z = 13644,6 \text{ Н}$.

Розрахункова схема шпиндельного вузла приведена на рисунку 5.2.

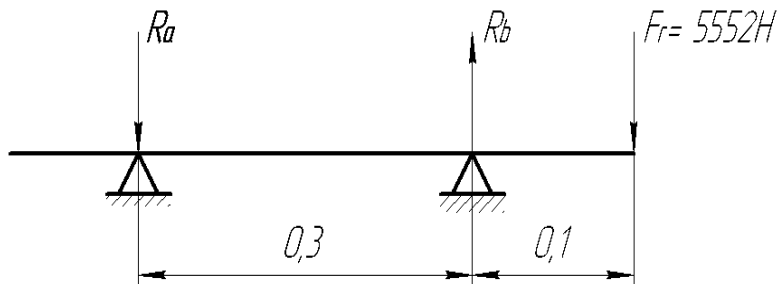


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема ШВ

Визначимо реакції в опорах:

$$\sum M_a = 0; Fr \cdot 0,4 - R_b \cdot 0,3 = 0$$

$$\sum M_b = 0; R_a \cdot 0,3 - Fr \cdot 0,1 = 0$$

$$R_a = -1851(\text{Н})$$

$$R_b = 7403(\text{Н})$$

Обертальний момент на шпинделі:

$$M_{ун} = \frac{9750 \cdot N_{дв}}{n_{дв} \cdot i_p} = \frac{9750 \cdot 26,5}{4800 \cdot 0,472} \approx 121,6(\text{Нм})$$

Перевірний розрахунок шпиндельного вузла на міцність

Приведений момент:

$$M_{np} = \sqrt{M_{зг}^2 + 0,75 \cdot M_{ун}^2} = \sqrt{(0,555 \cdot 10^6)^2 + 0,75 \cdot (121,6 \cdot 10^6)^2} \approx 564,9 \cdot 10^3 (\text{Н} \cdot \text{мм})$$

Найменший діаметр пустотілого валу:

$$d_{ун} = \sqrt[3]{\frac{M_{np} \cdot k}{[1 - \varepsilon^4] \cdot 0,1 \cdot \sigma_n}} = \sqrt[3]{\frac{564,9 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{[1 - 0,4^4] \cdot 0,1 \cdot 300}} \approx 30,7 (\text{мм})$$

$$\varepsilon = \frac{d_{отв}}{d_1} = \frac{40}{100} = 0,4$$

де

$d_{\text{вн}}(30) < d_2(60)$, з цього ми бачимо, міцність забезпечена.

Визначаємо пружне зближення тіл кочення та кілець підшипника в опорах:

- в передній:

$$\delta'_{r1} = k_{\Pi} \cdot R_A = \frac{0,4}{d_1 \cdot 10^4} \cdot 7403 = \frac{0,4}{100 \cdot 10^4} \cdot 7403 \approx 2,96 \cdot 10^{-3} (\text{мм}) = 2,96 (\text{ммкм})$$

де

$k_{\Pi} = \frac{0,4}{d \cdot 10^4}$ - коефіцієнт деформації згідно [2, п.9.4, с.158]. (d - внутрішній діаметр підшипника. Його та інші параметри підшипників визначаємо згідно [2, дод.4])

- в задній:

$$\delta'_{r2} = k_{\Pi} \cdot R_B = \frac{0,4}{d_2 \cdot 10^4} \cdot 1851 = \frac{0,4}{60 \cdot 10^4} \cdot 1851 \approx 0,74 \cdot 10^{-3} (\text{мм}) = 0,74 \text{ мкм}$$

Визначаємо контактну деформацію поверхонь опор:

- передньої:

$$\delta''_{r1} = \frac{4 \cdot R_B \cdot k_{\phi} \cdot \left(1 + \frac{d_1}{D_1}\right)}{\pi \cdot d_1 \cdot b_1} = \frac{4 \cdot 7403 \cdot 0,001 \cdot \left(1 + \frac{100}{150}\right)}{\pi \cdot 100 \cdot 37} \approx 4,25 \text{ мкм}$$

(тут $k_{\phi} = 0,001$ - коефіцієнт деформації за [2, п.9.4]), d - внутрішній діаметр підшипника, D - зовнішній діаметр підшипника, b - ширина підшипника за [2, дод.4])

- задньої:

$$\delta''_{r2} = \frac{4 \cdot R_A \cdot k_{\phi} \cdot \left(1 + \frac{d_2}{D_2}\right)}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2} = \frac{4 \cdot 1851 \cdot 0,001 \cdot \left(1 + \frac{60}{95}\right)}{\pi \cdot 60 \cdot 18} \approx 3,56 \text{ мкм}$$

Жорсткість опор:

- передньої:

$$j_1 = \frac{R_B}{(\delta'_{r1} + \delta''_{r1})} = \frac{7403}{(2,96 + 4,25)} \approx 1026,7 (\text{Н} \cdot \text{ммкм}^{-1})$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 44 |

- задньої:

$$j_2 = \frac{R_A}{(\delta'_{r2} + \delta''_{r2})} = \frac{1851}{(0,74 + 3,56)} \approx 43059 \text{ (Н} \cdot \text{мкм}^{-1}\text{)}$$

Піддатливість опор:

- передньої:
$$e_1 = \frac{1}{j_1} = \frac{1}{1026,7} \approx 0,97 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{мкм}}{\text{Н}} \right)$$

- задньої:
$$e_2 = \frac{1}{j_2} = \frac{1}{430,5} \approx 2,3 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{мкм}}{\text{Н}} \right)$$

Переміщення переднього кінця шпинделя від піддатливості опор:

$$\begin{aligned} y_e &= P_z \left\{ e_1 \cdot \left[\frac{a(1-\varepsilon)+l}{l} \right]^2 + e_2(1-\varepsilon) \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right\} = \\ &= 5552 \cdot \left\{ 0,97 \cdot 10^{-6} \cdot \left[\frac{80 \cdot (1-0,45) + 300}{300} \right]^2 + 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot (1-0,45) \cdot \left(\frac{80}{300} \right)^2 \right\} \approx 7,18 \cdot 10^{-3} \text{ (мм)} = \\ &= 7,18 \text{ (мкм)} \end{aligned}$$

В цій формулі $\varepsilon = 0,45$ - коефіцієнт защемлення згідно [2, п.9.4]

Переміщення переднього кінця шпинделя від згинального навантаження:

$$y_n = \frac{P_z \cdot a^2 \cdot \left[\frac{(1-\varepsilon) \cdot l}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right]}{3 \cdot E} = \frac{5552 \cdot 80^2 \cdot \left[\frac{(1-0,45) \cdot 300}{1,052 \cdot 10^6} + \frac{80}{4,78 \cdot 10^6} \right]}{3 \cdot 2 \cdot 10^5} \approx 10,1 \cdot 10^{-3} \text{ (мм)} = 10,1 \text{ мкм}$$

Тут $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм - модуль пружності; I_1 та I_2 - відповідно моменти інерції перерізу шпинделя між опорами та консолю:

$$I_1 = \frac{\pi \cdot (d_o^4 - d_{отв}^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (70^4 - 40^4)}{64} \approx 1,052 \cdot 10^6 \text{ (мм}^4\text{)}$$

$$I_2 = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_{отв}^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (100^4 - 40^4)}{64} = 4,78 \cdot 10^6 \text{ (мм}^4\text{)}$$

Переміщення переднього кінця шпинделя від зсуву за рахунок поперечних сил:

$$y_g = \frac{P_z \cdot a}{G} \cdot \left[\frac{1}{S_k} + \frac{a(1-\varepsilon)}{S_M \cdot l} \right] = \frac{5552 \cdot 80}{0,85 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{1}{6594} + \frac{80 \cdot (1-0,45)}{2590 \cdot 300} \right] \approx 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ (мм)} = 1,08 \text{ мкм}$$

В цій формулі:

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 45 |

$$S_k = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_{oms}^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (100^2 - 40^2) \approx 6594 \text{ (мм)} - \text{площа перерізу консолі шпинделя;}$$

$$S_M = \frac{\pi}{4}(d_0^2 - d_{oms}^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (70^2 - 40^2) \approx 2590 \text{ (мм)} - \text{площа перерізу шпинделя між опорами ;}$$

$$G = 0,85 \cdot 10^5 \text{ Н / мм}^2 - \text{модуль зсуву}$$

Радіальна жорсткість шпиндельного вузла при дії на консоль сили P_z за принципом суперпозиції:

$$j_p = \frac{P_z}{y} = \frac{P_z}{y_n + y_e + y_g} = \frac{5552}{10,1 + 7,18 + 1,08} \approx 302,3 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right)$$

5.3 Розрахунок осової жорсткості шпиндельного вузла

Осова сила, що діє на шпиндель:

$$F_o = (0,25 \dots 0,5) P_z \approx 0,4 P_z = 0,4 \cdot 5552 = 2220 \text{ (Н)}$$

Пружне зближення тіл кочення та кілець упорного підшипника:

$$\delta'_0 = k_o \cdot F_o = 2,8 \cdot 10^{-6} \cdot 445,12 \approx 0,00125 \text{ (мм)} = 1,25 \text{ мкм}$$

В цій формулі: k_d - коефіцієнт деформації контактних поверхонь:

$$k_o = 0,75 \cdot 10^{-4} \cdot (z^2 \cdot d_u)^{-0,33} = 0,75 \cdot 10^{-4} \cdot (44^2 \cdot 10)^{-0,33} = 2,8 \cdot 10^{-6},$$

де $d_u = 10 \text{ мм}$ - діаметр кульок підшипника;

$$Z = 44 - \text{кількість кульок}$$

Контактна деформація кілець підшипників і корпуса опори в місцях дотику:

$$\delta''_0 = \frac{K_o \cdot F_o}{\sqrt{S_k}} = \frac{0,125 \cdot 10^{-4} \cdot 2220}{\sqrt{5526,7}} \approx 3,73 \cdot 10^{-4} \text{ (мм)} = 0,373 \text{ мкм}$$

Тут K_d - коефіцієнт деформації дотику $= 0,125 \cdot 10^{-4}$;

S_k - площа контакту дотику:

$$S_k = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (150^2 - 100^2)}{4} = 5526,7 \text{ (мм}^2\text{)}$$

$D = 125$ мм - діаметр корпуса в зоні дотику (що приблизно рівний зовнішньому діаметру підшипника);

$d = 80$ мм - внутрішній діаметр підшипника.

Осьова жорсткість:

$$j_0 = \frac{F_0}{(\delta'_0 + \delta''_0)} = \frac{2220}{(1,25 + 0,373)} = 1367,8 \left(\frac{H}{мм} \right)$$

$$j'_o = j_o / 2 = 1367,8 / 2 = 683,9 \left(\frac{H}{мм} \right)$$

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 47 |

6. Фрезерна головка

6.1 Електропривід затиску інструмента

Проаналізувавши конструкції модифікацій базового верстату пропонується застосовувати в модернізованому верстаті електромеханічний затиск за схемою, що застосована у 6Т12 (рис. 6.1).

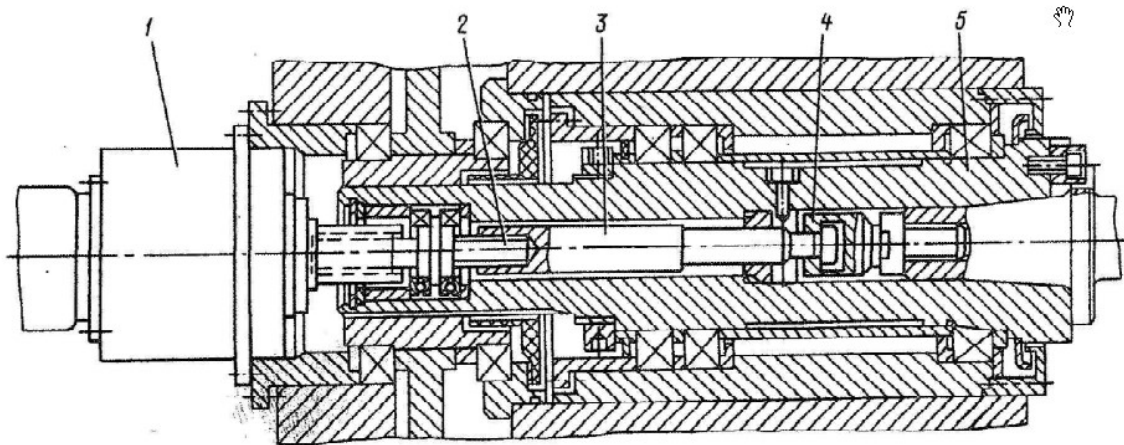


Рисунок 6.1 – Електромеханічний привід затиску-розтиску інструмента верстата 6Т12

Обираємо сучасний аналог двигуна – АІР56В4 з потужністю 0,18 кВт.

Конструктивні особливості приводу розкриті на Листі 4.

Електромеханічний привод зкорочує час на заміну інструменту.

6.2 Привід подачі

Для фрезерування отворів з віссю під кутом до поверхні столу в базовому верстаті використовується піноль з ручним приводом подачі (рис. 6.2).

Пропонується шпиндель розмістити в корпусі фрезерної головки, а останній дати можливість лінійного переміщення відносно поворотної частини завдяки напрямним. Відносне переміщення здійснюється завдяки кульково-гвинтовій парі

ОМВ-10 через зубчасту пасову передачу на конусних втулках від серводвигуна ST90MB4 потужністю 2,2 кВт (Лист 4).

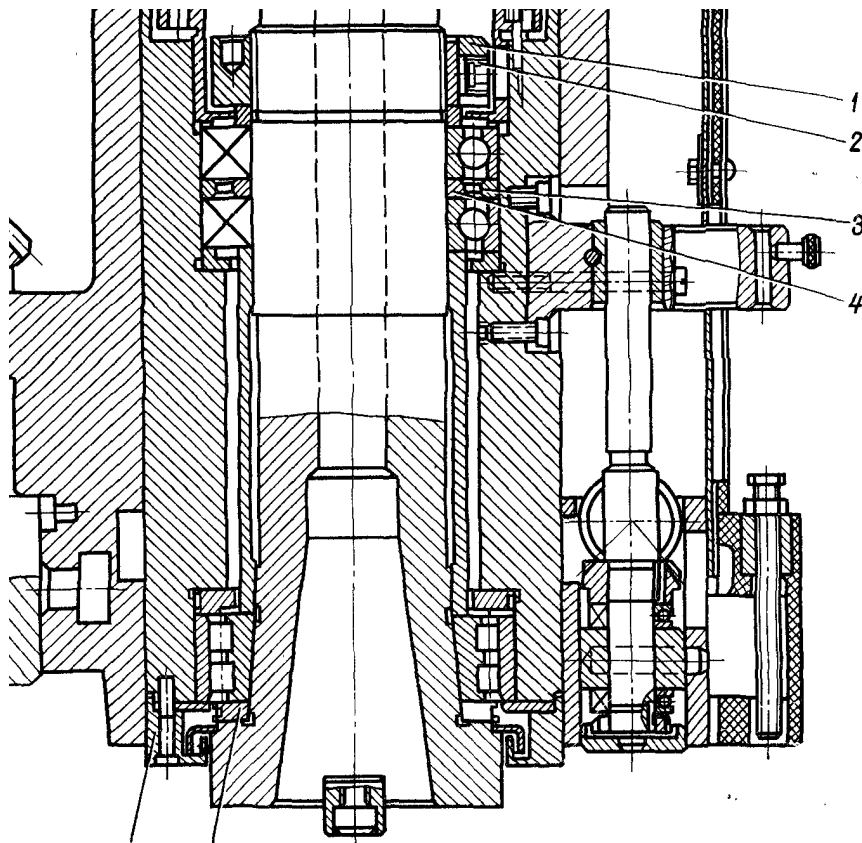


Рисунок 6.2 – Привід подачі пінолі верстата 6P12

| | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

МД.6P12.00.000.ПЗ

Арк.

49

7. Написання програми обробки деталі «Обмежувач» на верстаті з ЧПК в середовищі «HEIDENHAIN»

7.1 Режими різання

Вихідні дані:

Деталь – «Підп'ятник» згідно креслення (рисунок 7.1)

Матеріал деталі – Сталь 45

Квалітет точності – 14

Шорсткість поверхні – Ra 12.5 мкм

Виробництво – дрібносерійне

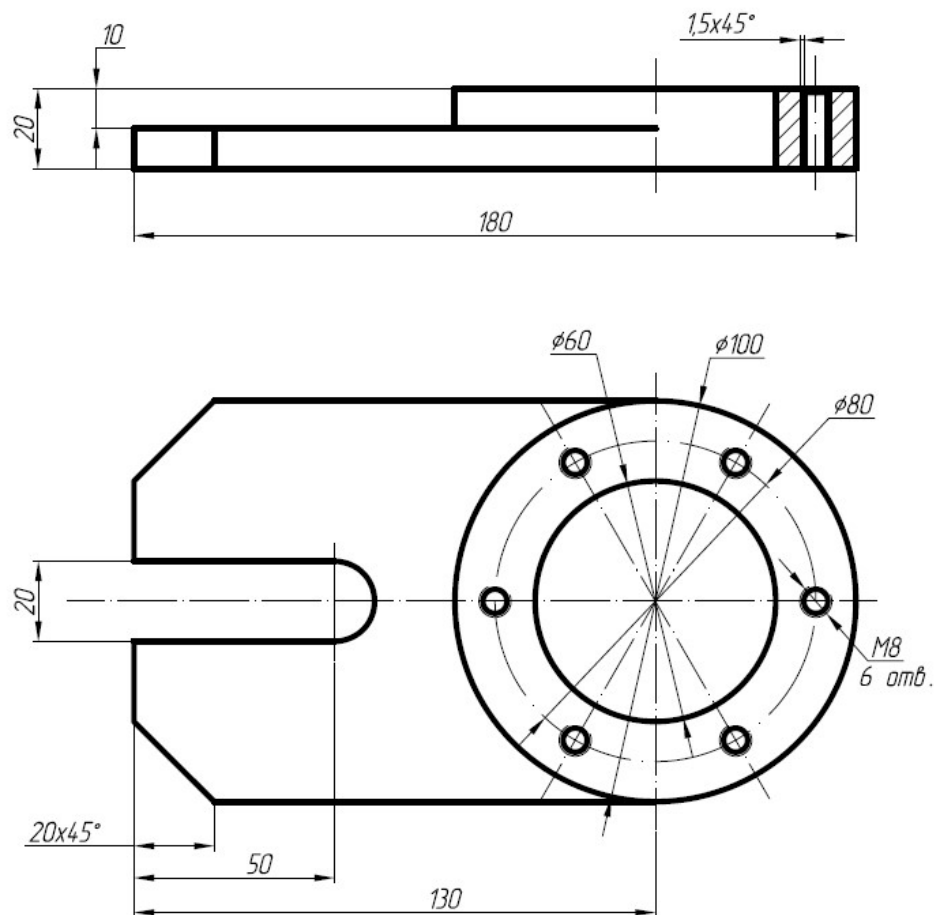


Рисунок 7.1 – Креслення деталі «Обмежувач»

| | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

МД.6Р12.00.000.ПЗ

Арк.

50

Вибір варіанта маршруту обробки.

Маршрут обробки визначаємо виходячи з дрібносерійного виробництва, де бажано використати найменшу кількість інструменту.

Для обробки заданої деталі використовуємо шість інструментів: фреза торцева діаметром 60 мм, фреза кінцева діаметром 32 мм, фреза кінцева діаметром 20 мм, свердло центрувальне діаметром 10 мм, свердло діаметром 6 мм, метчик М8.

Вибір режимів різання [15]:

Таблиця 7.1 – Фрезерування площин [карта 56, 65]

| Інструмент | Фреза торцева $\varnothing 60$ мм |
|------------------------------|-----------------------------------|
| Подача F, мм/зуб (мм/хв) | 0,16 (1724) |
| Швидкість різання V, м/хв | 254,0 |
| Частота обертів S, об/хв | 1347 |

Таблиця 7.2 - Фрезерування контурне [карта 79, 84]

| Інструмент | Фреза кінцева $\varnothing 32$ мм |
|------------------------------|-----------------------------------|
| Подача F, мм/зуб (мм/хв) | 0,1 (87) |
| Швидкість різання V, м/хв | 22,0 |
| Частота обертів S, об/хв | 218 |

Таблиця 7.3 - Фрезерування контурне [карта 79, 84]

| | |
|------------------------------|-----------------------------------|
| Інструмент | Фреза кінцева $\varnothing 20$ мм |
| Подача F, мм/зуб (мм/хв) | 0,07 (70) |
| Швидкість різання V, м/хв | 23,0 |
| Частота обертів S, об/хв | 334 |

Таблиця 7.4 - Свердління [карта 46]

| | |
|------------------------------|-----------------------------|
| Інструмент | Свердло $\varnothing 10$ мм |
| Подача F, мм/об (мм/хв) | 0,25 (191) |
| Швидкість різання V, м/хв | 24,0 |
| Частота обертів S, об/хв | 764 |

Таблиця 7.5 - Свердління [карта 46]

| | |
|------------------------------|----------------------------|
| Інструмент | Свердло $\varnothing 6$ мм |
| Подача F, мм/об (мм/хв) | 0,15 (210) |
| Швидкість різання V, м/хв | 26,5 |
| Частота обертів S, об/хв | 1405 |

Таблиця 7.6 – Різенарізання [карта 50]

| | |
|------------------------------|-----------|
| Інструмент | Метчик М8 |
| Подача F, мм/об (мм/хв) | 1 (42) |
| Швидкість різання V, м/хв | 10,7 |
| Частота обертівS, об/хв | 42 |

7.2 Складання програми обробки

Щоб програма була компактнішою та її написання займало менше часу використовуємо стандартні цикли обробки та повторювані частини виносимо в підпрограму, що розташовується в кінці основної програми.

Складена програма виглядає наступним чином.

```

0 BEGIN PGM Obmezhuвач MM
1 BLK FORM 0.1 Z X-52 Y-52 Z-20
2 BLK FORM 0.2 X+52 Y+132 Z+2
3 TOOL CALL 30 Z S1347 F1724
4 L X+150 Y+200 Z+100 R0 FMAX M3
5 CYCL DEF 230 FREZ.ZA NIESK.PROCH. ~
  Q225=-52 ;1-JA KOORD.NACH.TOCH ~
  Q226=-52 ;2-JA KOORD.NACH.TOCH ~
  Q227=+0 ;KOORD.POWIERCH. ~
  Q218=+104 ;DLINA 1-OJ STORONY ~
  Q219=+184 ;DLINA 2-OJ STORONY ~
  Q240=+4 ;KOLICH.PROCHODOW ~
  Q206=+1724 ;PODACHA NA WREZANJE ~
  Q207=+1724 ;FEED RATE FOR MILLNG ~
  Q209=+1724 ;PODACHA MESHDU WREZ. ~
  Q200=+4 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI
6 CYCL CALL
7 TOOL CALL 16 Z S218 F87
8 L X+150 Y+200 Z+100 R0 FMAX
9 CYCL DEF 14.0 DANNYJE KONTURA
10 CYCL DEF 14.1 METKA KONTURA1
11 CYCL DEF 20 DANNYJE KONTURA ~

```

Q1=-10 ;GLUBINA FREZEROWANIA ~
 Q2=+1 ;TOOL PATH OVERLAP ~
 Q3=+0 ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
 Q4=+0 ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
 Q5=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q6=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q7=+50 ;B.WYSOTA? ~
 Q8=+0 ;ROUNDING RADIUS ~
 Q9=+1 ;ROTATIONAL DIRECTION
 12 CYCL DEF 22 CHERN.OBRABOTKA ~
 Q10=-3 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q11=+150 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q12=+87 ;FEED RATE F. ROUGHNG ~
 Q18=+0 ;INST.CHER.OBR. ~
 Q19=+87 ;FEED RATE FOR RECIP. ~
 Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~
 Q401=+100 ;FEED RATE FACTOR ~
 Q404=+0 ;FINE ROUGH STRATEGY
 13 CYCL CALL
 14 L X+0 Y+0 Z+2 R0 FMAX
 15 CYCL DEF 257 CIRCULAR STUD ~
 Q223=+100 ;DIAM.GOTOWOJ DETALI ~
 Q222=+145 ;DIAMETR ZAGOTOWKI ~
 Q368=+0 ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
 Q207=+87 ;FEED RATE FOR MILLNG ~
 Q351=+1 ;WID FREZEROWANIA ~
 Q201=-10 ;GLUBINA ~
 Q202=+3 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q206=+3000 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+50 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q370=+1 ;TOOL PATH OVERLAP
 16 CYCL CALL
 17 L X+80 Y+0 Z+2 R0 FMAX
 18 CYCL DEF 14.0 DANNYJE KONTURA
 19 CYCL DEF 14.1 METKA KONTURA2
 20 CYCL DEF 25 CONTOUR TRAIN ~
 Q1=-10 ;GLUBINA FREZEROWANIA ~
 Q3=+0 ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
 Q5=-10 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q7=+50 ;B.WYSOTA? ~
 Q10=-4 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q11=+87 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q12=+87 ;FEED RATE F. ROUGHNG ~
 Q15=+1 ;WID FREZEROWANIA
 21 CYCL CALL
 22 L X+0 Y+0 Z+2 FMAX
 23 CYCL DEF 252 KRUGOWOJ KARMAN ~
 Q215=+0 ;OBRABOTKA ~
 Q223=+60 ;DIAMETR OKRUSHNOSTI ~
 Q368=+0 ;ALLOWANCE FOR SIDE ~
 Q207=+87 ;FEED RATE FOR MILLNG ~
 Q351=+1 ;WID FREZEROWANIA ~
 Q201=-20 ;GLUBINA ~
 Q202=+4 ;GLUBINA WREZANJA ~
 Q369=+0 ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~
 Q206=+87 ;PODACHA NA WREZANJE ~

| | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

МД.6Р12.00.000.ПЗ

Арк.

54

Q256=+0.2 ;WYCHOD PRI LOMANII
 37 CALL LBL 3
 38 TOOL CALL 4 Z S42 F42
 39 L X+150 Y+200 Z+100 R0 FMAX
 40 CYCL DEF 206 NAREZ.WN.REZBY NOW ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q201=-20 ;GLUBINA REZBY ~
 Q206=+42 ;PODACHA NA WREZANJE ~
 Q211=+1 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+50 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ.
 41 CALL LBL 3
 42 L X+150 Y+200 Z+100 R0 FMAX M30
 43 LBL 1
 44 L X-68 Y+52 RR
 45 L Y+132
 46 L X+68
 47 L Y+52
 48 LBL 0
 49 LBL 2
 50 APPR LCT X+50 Y+0 R10 RR
 51 L Y+130
 52 CHF 20
 53 L X-50
 54 CHF 20
 55 L Y+0
 56 CR X+50 Y+0 R+50 DR+
 57 DEP LCT X+80 Y+0 R10
 58 LBL 0
 59 LBL 3
 60 CYCL DEF 220 OBRAZEC KRUG ~
 Q216=+0 ;1-AJA KOORD.CENTRA ~
 Q217=+0 ;2-JA KOORD.CENTRA ~
 Q244=+80 ;DIAMETR OBRAZUJ. ~
 Q245=+30 ;UGOL NACHAL.TOCHKI ~
 Q246=+360 ;UGOL KONECHN. TOCHKI ~
 Q247=+60 ;SCHAG UGLA ~
 Q241=+6 ;CHISLO POWTORENIJ ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+50 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q301=+0 ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU ~
 Q365=+0 ;WID PEREMESCHENJA
 61 LBL 0
 62 END PGM Obmezhuvach MM

7.3 Тест програми

Після написання програми необхідно провести її тест (рисунок 7.2)

Тест програми показав її працездатність.

Програма складається з 62 кадрів де використовується шість інструментів.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 56 |

Час обробки деталі склав дві години шість хвилин і п'ятдесят вісім секунд.

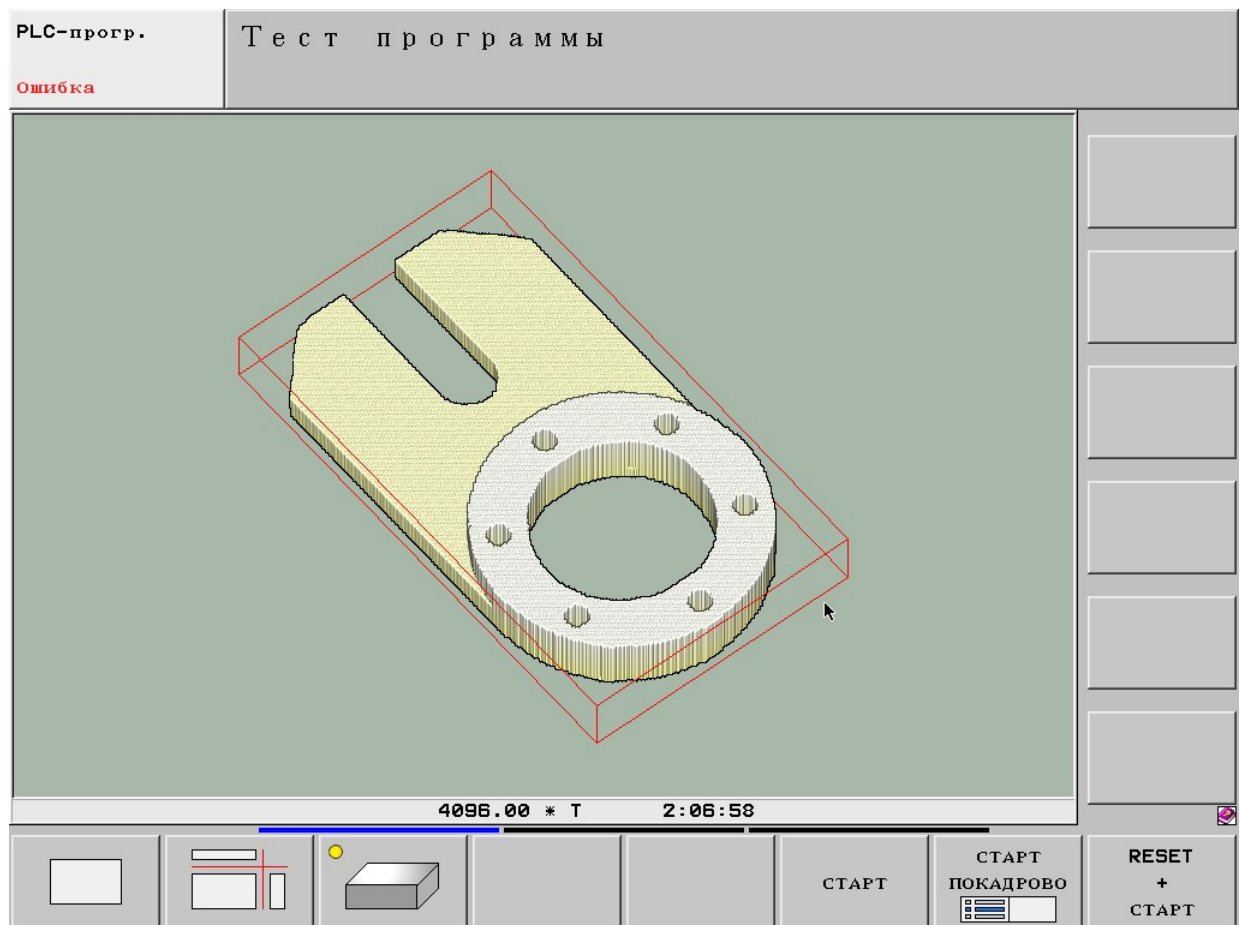


Рисунок 7.2 – Інтерфейс тесту програми

8. Заходи безпеки

8.1 Аналіз небезпечних факторів при роботі на фрезерних верстатах

При роботі на фрезерних верстатах небезпечними факторами є фреза, заготовка, пристосування для їх закріплення, а також стружка.

У випадку порушення правил експлуатації верстатів, перевищення режимів різання, а також відсутності огорожуючих пристроїв можливе травмування верстатників фрезами, що обертаються. Найбільшу небезпеку для фрезерувальників являють собою неогорожені дискові та торцеві фрези з вставними ножами, так як не виключається виліт вставних ножів.

Нещасні випадки можуть бути при закріпленні деталі, або зняття її з верстату, коли руки робітника знаходяться поблизу неогороженої фрези, що обертається. При недостатній силі затиску можливий вириг заготовки та травмування робітника.

Велику небезпеку для верстатників являє собою відлітаюча стружка.

Вона розлітається на велику відстань, має високу температуру (400-600° С) та значний запас кінетичної енергії, що може бути причиною травмування очей та опіків шкіри робітника.

Для виключення можливості травмування робітників фрезами використовують захисні екрани та щитки. Основний потік стружки при роботі дискових та торцевих фрез можна направляти від робочого місця верстатника за рахунок урахування напрямку обертання фрези та подачі. Направлений потік стружки можна уловлювати за допомогою стружкозбірників.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 58 |

8.2 Електробезпека

Головним фактором, що визначає наслідок враження людини електричним струмом є чисельне значення струму, тобто чим більший струм, тим він шкідливіший для людини:

1 мА – поріг відчуття струму;

10 мА – невідпускаючий струм (сильні й больові судороги м'язів, які людина самотійно подолати нездатна);

50 мА – судороги грудної клітини, якщо дія такого струму на людину більше декількох хвилин, можлива смерть внаслідок припинення роботи легенів;

100 мА – фібриляційний струм (судорога серцевого м'яза).

Основні причини нещасних випадків від дії електричного струму:

1) Випадковий дотик або наближення на небезпечну відстань до токоведущих частин, що знаходяться під напругою.

2) Поява напруги на металевих конструктивних частинах електроустаткування - корпусах, кожухах і тому подібне в результаті пошкодження ізоляції і інших причин.

3) Появи напруги на відключених струмонаправляючих частинах, на яких працюють люди, унаслідок активного помилкового включення установки.

Для захисту обслуговуючого персоналу від враження електричним струмом передбачені наступні засоби безпеки:

1) опір ізоляції не менше ніж 1 МОм. Ізоляція контролюється напругою 1000В;

2) всі струмопровідні частини обладнання розташовані в шафах та стінах. Проводка розташована на відстані недосяжній для людини;

3) для місцевого освітлення металорізального обладнання застосовують напруги 24В;

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 59 |

4)також застосовують захисне занулення. Це спеціальне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих неструмопровідних частин, які можуть опинитися під напругою;

5)Подвійна ізоляція – це електрична ізоляція, що складається з робочої і додаткової ізоляції. Робоча ізоляція призначена для ізоляції струмоведучих частин електроустановки, забезпечуючи її нормальну роботу та захист від ураження струмом. Додаткова ізоляція передбачається додатково до робочої для захисту від ураження струмом у випадку ушкодження робочої ізоляції;

6)Силові шини прокладені під підлогою в металевих трубах;

7)На кожному верстаті є кнопка аварійного відключення червоного кольору;

8)Монтаж електрообладнання відповідає вимогам ГОСТ 12.2.009-88;

9)Огородження струмоведучих частин;

10)Під час ремонту устаткування виконувати вимоги техніки безпеки, вивішувати попереджувальні таблички на вимикачах;

Основними заходами захисту від ураження струмом є: забезпечення недоступності струмопровідних частин, що знаходяться під напругою, для випадкового дотику; захисне розділення мережі; застосування малої напруги, подвійній ізоляції, вирівнювання потенціалу, захисне занулення, застосування спеціальних захисних засобів.

Одним із способів захисту від поразки струмом є занулення приєднання до неодноразово заземленому нульовому дроту, що живить мережі корпусів і інших конструктивних металічних частин електрообладнання, котрі нормально не знаходяться під напругою, але унаслідок пошкодження ізоляції можуть опинитися під напругою.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 60 |

стружки на робочого. Антимікробний захист ЗОТЗ проводиться додаванням антимікробних присадок і періодичної пастеризацією рідини.

Періодичність заміни ЗОТЗ встановлюється за результатами її контролю. При зберіганні і транспортуванні ЗОТЗ дотримуються вимоги СНиП II 106-72.

ЗОТЗ можуть приносити організму шкоду, якщо олії часто попадають на відкриті частини шкіри, при тривалій роботі в одязі, забрудненому олією, при вдиханні масляного туману. Аерозолі нафтових олій, що входять до складу ЗОТЗ, можуть викликати подразнення слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, сприяти зниженню імунобіологічної реактивності. Можливі також професійні захворювання шкіри (дерматози) від впливу мастильних і охолоджувальних олій та емульсій.

Антимікробний захист ЗОТЗ повинен проводитися з додаванням бактерицидних присадок і періодичної пастеризації рідини.

Відпрацьовані ЗОТЗ повинні збиратися в спеціальні ємності. Потім водяну фазу ЗОТЗ необхідно розбавити до гранично припустимої концентрації і злити в каналізацію.

Для захисту відкритих частин тіла при роботі із ЗОТЗ необхідне застосування гідрофобних засобів: пасту ИЭР — 2 (ФС 42-95-72) чи крем захисний (ТУ 47-7-11 к/73) наносять двічі протягом робочої зміни.

У технологічному процесі, що проектується, використовується наступна мастильно-охолоджувальна рідина: емульсія 2Т-2 ТУ 38-101599-75. Ця рідина негативно впливає на людину, насамперед на шкіру рук, а також на слизові оболонки дихальних шляхів та очей. Для захисту органів людини від дії шкідливого впливу речовин передбачені наступні засоби безпеки: загальна вентиляція, яка виконується природним шляхом за рахунок різниці температур повітря в приміщенні та назовні; робоча зона верстатів огорожена прозорими екранами для уникнення розбризкування ЗОТЗ; до всіх верстатів підведена місцева витяжна вентиляція.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>МД.6Р12.00.000.ПЗ</i> | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 62 |

8.4 Вибір і опис системи змащення

З урахуванням швидкохідності шпинделя вибираємо як методу змащування циркуляційний змазування (без охолодження масла).

Мастило верстата забезпечується наступними системами :

- циркуляційний
- набивання

Циркуляційною системою здійснюється змащування коробки швидкостей , подач , механізму подач , фрезерної головки , корпус якої є резервуаром для масла. Подане окремо розташованим насосом зі своїм електроприводом Х14-22М (N=0,12 кВт, n=2800 об/хв) масло надходить через прорізи в трубках на зубчасті колеса , вали , підшипники коробок швидкостей і подач, фрезерної головки , потім стікає назад в масляний резервуар. Використовується індустріальне масло І - 20А (ГОСТ 20799-75), рівень масла перевіряють за двома мастиловказівника .

Мастило підшипників шпинделя , підшипників приводу, підшипників накладних столів здійснюється набиванням консистентним мастилом. Використовується мастило ЦИАТИМ- 201 (ГОСТ 6267-74) .

8.5 Інструкція з охорони праці під час виконання робіт на фрезерних верстатах

Загальні положення

1.1. Дія інструкції поширюється на всі підрозділи підприємства.

1.2. Інструкція розроблена на основі ДНАОП 0.00-8.03-93 "Порядок опрацювання та затвердження власником нормативних актів про охорону праці, що діють на підприємстві", ДНАОП 0.00-4.15-98 "Положення про розробку інструкцій з охорони праці", ДНАОП 0.00-4.12-99 "Типове положення про навчання з питань охорони праці", ДНАОП 1.1.10-1.04-01 "Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями".

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 63 |

1.3. За даною інструкцією фрезерувальник інструктується перед початком роботи (первинний інструктаж), а потім через кожні 3 місяці (повторний інструктаж) .

Результати інструктажу заносяться в «Журнал реєстрації інструктажів з питань охорони праці»; в журналі після проходження інструктажу повинен бути підпис особи, яка інструктує, та фрезерувальника.

1.4. Власник повинен застрахувати фрезерувальника від нещасних випадків та професійних захворювань.

В разі пошкодження здоров'я фрезерувальника з вини власника, він (фрезерувальник) має право на відшкодування заподіяної йому шкоди.

1.5. За невиконання даної інструкції фрезерувальник несе дисциплінарну, матеріальну, адміністративну та кримінальну відповідальність.

1.6. До самостійного виконання фрезерувальних робіт допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд та спеціальне навчання для роботи на верстатах, вступний інструктаж з охорони праці, інструктаж на робочому місці та інструктаж з питань пожежної безпеки.

1.7. Інструкція з безпечної експлуатації верстата повинна бути вивішеною на робочому місці.

1.8. Всі рухомі частини верстата повинні бути зачинені та огорожені.

1.9. Підходи до робочого місця та проходи не повинні бути захащені.

1.10. У неробочий час все обладнання робочого місця фрезерувальника повинно знаходитись у положенні, що виключає можливість включення його сторонніми особами.

1.11. Фрезерувальник повинен:

1.11.1. Виконувати правила внутрішнього трудового розпорядку.

1.11.2. Виконувати тільки ту роботу, яка доручена керівником та по якій проінструктований.

1.11.3. Не виконувати вказівок, які суперечать правилам охорони праці та пожежної безпеки.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 64 |

1.11.4. Не допускати присутності на своєму робочому місці сторонніх осіб.

1.11.5. Постійно пам'ятати про особисту відповідальність за дотримання правил охорони праці, пожежної безпеки і безпеки товаришів по роботі.

1.11.6. Знати розташування медичної аптечки та вміти надавати потерпілому першу долікарняну допомогу при нещасному випадку.

1.11.7. Знати розташування первинних засобів пожежегасіння та вміти ними користуватися.

1.11.8. Користуватися за призначенням спецодягом та засобами індивідуального захисту.

1.11.9. Виконувати вимоги технологічного процесу, особливо під час обробки матеріалів з металів та сплавів, які мають схильність до самозапалення (магній, його сплави тощо).

1.12. Основні шкідливі та небезпечні виробничі фактори, які можуть діяти на фрезерувальника під час виконання робіт.

- ураження електричним струмом;
- рухомі частини фрезерного верстата та незахищений робочий інструмент;
- підвищені рівні шуму та вібрації;
- падіння заготовок та готових деталей;
- теплові опіки рук при знятті з верстата неохолоджених деталей;
- стружка деталей, які обробляються;
- підвищена запиленість та загазованість робочої зони.

1.13. Фрезерувальник забезпечується спецодягом, спецвзуттям та засобами індивідуального захисту:

- костюм віскозно-лавсановий;
- черевики хромові;
- окуляри захисні.

1.14. Встановлювання та зняття важких заготовок, деталей та пристосувань (масою більше 16 кг) виконувати тільки за допомогою підйомних механізмів.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 65 |

1.15. Користуватися підйомними механізмами дозволяється фрезерувальникам, які пройшли спеціальне навчання і мають відповідне посвідчення.

1.16. Подані на обробку і оброблені деталі повинні стійко укладатися на підкладках та стелажах, висота штабелів не повинна перевищувати для дрібних деталей 0,5 м, середніх - 1 м, великих - 1,5 м.

1.17. На кожному робочому місці біля верстата на підлозі повинні бути дерев'яні трапи на всю довжину робочої зони і шириною не менше 0,6 м від частин верстата, що виступають.

1.18. Крім даної інструкції, фрезерувальник повинен також керуватись інструкцією заводу-виготовлювача з безпечної експлуатації верстата, на якому працює.

2. Вимоги безпеки перед початком роботи

2.1. Отримати завдання від керівника робіт.

2.2. Вдягти та упорядкувати спецодяг. Застібнути спецодяг на всі гудзики, не допускаючи при цьому звисання кінців одягу. Зашнурувати та зав'язати шнурки на взутті. Прибрати волосся під головний убір.

2.3. Підготувати та перевірити справність необхідного для роботи інструменту та пристосування (згідно з технологічним процесом) та засоби індивідуального захисту.

2.4. Підготувати робоче місце для проведення робіт. Звільнити підходи та проходи до нього. Впевнитись, що робоче місце достатньо освітлене.

2.5. Перевірити наявність та справність дерев'яного настилу біля верстата.

2.6. Перевірити наявність та справність:

2.6.1. Огородження зубчатих коліс, приводних пасів, а також струмоведучих частин електричної апаратури (пускачів, рубильників, кнопок та інше).

2.6.2. Заземлюючих пристроїв.

2.6.3. Запобіжних пристроїв для захисту від стружки, охолоджуючих рідин.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 66 |

2.7. Підготувати гачки для видалення стружки. Гачки повинні мати гладкі рукоятки та щиток, що запобігає порізам рук стружкою. Не дозволяється застосовувати гачки з ручкою, яка має форму петлі.

2.8. Перевірити на холостому ходу верстат.

2.8.1. Справність органів керування (механізмів головного руху, подачі, пуску, зупинки руху та інше).

2.8.2. Справність системи змащення і охолодження (впевнитись в тому, що мастило та охолоджуюча рідина подаються нормально та безперервно).

2.8.3. Справність фіксації важелів включення та переключення (впевнитись в тому, що можливість самовільного переключення з холостого ходу на робочий виключена).

2.8.4. Чи нема заїдання або надмірного послаблення в рухомих частинах верстата, особливо в шпинделі.

2.9. Перевірити доброякісність ручного інструменту.

2.9.1. Гайкові ключі повинні відповідати розмірам гайок головок болтів і не мати тріщин та забоїн, площини зіва ключів повинні бути паралельними.

2.9.2. Молотки повинні бути надійно насаджені на дерев'яні ручки і щільно заклинені м'якими, сталевими зайоршеними клинами.

Ручка повинна бути прямою, овального перерізу з незначним стовщенням до її вільного кінця. Довжина ручок повинна бути в межах 300-400 мм в залежності від ваги молотка.

3. Вимоги безпеки під час виконання роботи

3.1. Перед встановленням на верстат очистити від стружки та мастила деталі, які будуть оброблятися та пристосування, особливо базові та кріпильні поверхні, для забезпечення правильного встановлення і міцності кріплення.

3.2. Перед встановленням фрези необхідно перевірити:

3.2.1. Надійність та міцність закріплення зубців або пластин з твердого сплаву.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 67 |

3.2.2. Цілісність та правильність заточування пластин з твердого сплаву. Вони не повинні мати викришених місць, тріщин, припикання.

3.3. Якщо ріжучі кромки затупились або викришилися, фрезу слід замінити.

3.4. Встановлену і закріплену фрезу слід перевірити на биття.

Радіальне і торцеве биття не повинно перебільшувати 0,1мм.

3.5. Оброблювану деталь встановлювати на верстаті правильно та надійно, щоб під час руху верстата була виключена можливість її вильоту або інші порушення технологічного процесу.

3.6. Деталь необхідно кріпити в місцях, які знаходяться найближче до оброблюваної поверхні.

3.7. Під час закріплення деталі за необроблені поверхні слід застосовувати лещата та пристосування з насічкою на затискних губках.

3.8. Під час застосування для кріплення деталей пневматичних, гідравлічних та електромагнітних пристосувань, необхідно ретельно оберегати від механічного пошкодження труби подачі повітря чи рідини, а також електропроводку.

3.9. Деталь до фрези надавати тоді, коли вона набере робочу швидкість обертання.

3.10. Під час заміни оброблюваної деталі чи при її вимірюванні фрезу необхідно відвести на безпечну відстань.

3.11. Раніше, ніж вийняти деталь з лещат, патрона чи затискних планок, слід зупинити верстат і відвести ріжучий інструмент.

3.12. Набір фрез встановлювати на оправку необхідно так, щоб їх зубці були розташовані в шаховому порядку.

3.13. Врізати фрезу в деталь слід поступово; механічну подачу включати до стикання деталі з фрезою.

При ручній подачі не допускати різкого підвищення швидкості та глибини різання.

3.14. Під час фрезування не дозволяється вводити руку в небезпечну зону.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 68 |

3.15. Неробочі частини фрези повинні бути огорожені. Працювати без огороження фрези забороняється.

3.16. Збірні фрези повинні мати пристрої, що запобігають вилітання зубців під час роботи.

3.17. Забороняється застосовувати фрези, що мають тріщини, або поламані зубці.

3.18. Якщо відсутнє огороження робочої зони, слід працювати в захисних окулярах.

3.19. Під час обробки в'язких металів слід застосовувати фрези з стружколомами.

3.20. Отвір шпинделя, хвостовик оправки чи фрези, поверхню перехідної втулки перед встановленням в шпиндель необхідно ретельно очистити, видаливши задирки та протерти.

Під час установки хвостовика інструменту в отвір шпинделя треба впевнитись, що він сідає щільно, без люфту.

3.21. Фрезерну оправку чи фрезу закріплювати в шпинделі ключем після включення коробки швидкості, щоб уникнути прокручування шпинделя.

3.22. Затискування та відтискування фрези ключем на оправці шляхом включення електродвигуна забороняється.

3.23. Під час зняття перехідної втулки, оправки чи фрези з шпинделя необхідно користуватися спеціальною виколоткою, підклавши на стіл верстата дерев'яну підкладку.

3.24. Фрезерувальнику забороняється:

3.24.1. Вмикати та вимикати (крім аварійних ситуацій) обладнання, робота на якому йому не доручалась.

3.24.2. Торкатися руками до обірваних та оголених проводів.

3.24.3. Знімати та встановлювати огорожі робочого інструменту при працюючому верстаті.

3.24.4. Торкатися руками частин верстата, що рухаються.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 69 |

3.24.5. Виконувати самостійно ремонт електрообладнання верстата, заміну вимикачів, розеток, зіпсованих електрозапобіжників.

3.24.6. Навмисно виводити з ладу запобіжні та блокуючі пристрої верстата.

3.24.7. Прибирати стружку зі столу верстата та проводити чистку ріжучого інструменту під час його роботи.

3.24.8. Залишати робоче місце при працюючому верстаті.

3.24.9. Одягатися та роздягатися біля працюючого верстата.

3.24.10. Працювати в рукавичках.

3.24.11. Працювати тупими, несправними фрезами та пристосуваннями.

3.24.12. Робити обміри оброблюваної деталі при працюючому верстаті.

3.24.13. Використовувати стисле повітря для очистки стола верстата, оброблюваних деталей та одягу.

3.24.14. Тримати на корпусі верстата інструменти, пристосування, заготовки, готові вироби.

3.24.15. Залишати гайковий ключ на головці затяжного болта після встановлення фрези, оправки.

3.24.16. Мити руки маслом, гасом, мастильно-охолоджуючою рідиною та витирати забрудненим стружкою обтиральним матеріалом.

3.24.17. Зберігати на робочому місці використаний замаслений матеріал.

3.24.18. Палити на робочому місці та приймати їжу.

3.24.19. Знаходячись на роботі, вживати алкогольні напої та наркотичні речовини.

3.24.20. Використовувати саморобні електрообігрівальні прилади та прилади з відкритою спіраллю.

3.24.21. Опирається та сидіти на станині верстата.

4. Вимоги безпеки після закінчення роботи

4.1. Зупинити верстат. Оброблені деталі та робочий інструмент укласти на місце їх зберігання.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 70 |

4.2. Прибрати робоче місце. Очистити верстат від залишків стружки. Збирати стружку з верстата та підлоги руками забороняється.

4.3. Вимкнути місцеве освітлення та відключити верстат від електромережі.

4.4. Прибрати з робочого місця замаслений обтиральний матеріал у спеціальні герметичні металеві ящики.

4.5. Зняти та очистити спецодяг та засоби індивідуального захисту та укласти їх в місце зберігання.

4.6. Вимити руки та обличчя теплою водою з милом. При можливості, прийняти душ.

4.7. Доповісти керівнику робіт про виконану роботу та про всі недоліки, які мали місце під час роботи.

5. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

5.1. Аварійна та небезпечна ситуації під час виконання робіт може виникнути у разі: короткого замикання електромережі; пожежі; займання заготовок та деталей з магнію та його сплавів; викидання та розкидання погано закріплених заготовок, ріжучого інструменту; падіння важких деталей; розкидання стружки тощо.

5.2. У разі виникнення аварійної ситуації відключити верстат від електромережі, не допускати сторонніх осіб в небезпечну зону, повідомити про те, що сталося, керівника робіт.

5.3. Якщо є потерпілі, надати їм першу медичну допомогу; при необхідності, викликати швидку медичну допомогу.

5.4. Надання першої медичної допомоги.

5.4.1. Надання першої медичної допомоги при ураженні електричним струмом.

У разі ураження електричним струмом необхідно негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму, відключивши електроустановку від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 71 |

У разі відсутності у потерпілого дихання і пульсу необхідно робити йому штучне дихання і непрямий (зовнішній) масаж серця, звернувши увагу на зіниці. Розширені зіниці свідчать про різке погіршення кровообігу мозку. При такому стані необхідно негайно приступити до оживлення потерпілого і викликати швидку медичну допомогу.

5.4.2. Перша допомога при пораненні.

Для надання першої допомоги при пораненні необхідно розкрити індивідуальний пакет, накласти стерильний перев'язочний матеріал, що міститься у ньому, на рану і зав'язати її бинтом.

Якщо індивідуального пакету якимсь чином не буде, то для перев'язки необхідно використати чисту носову хустинку, чисту полотняну ганчірку і т. ін. На те місце ганчірки, що приходить безпосередньо на рану, бажано накапати декілька крапель настойки йоду, щоб одержати пляму розміром більше рани, а після нього накласти ганчірку на рану. Особливо важливо застосовувати настойку йоду зазначеним чином при забруднених ранах.

5.4.3. Перша допомога при переломах, вивихах, ударах.

При переломах і вивихах кінцівок необхідно пошкоджену кінцівку укріпити шиною, фанерною пластиною, палицею, картоном або іншим подібним предметом.

Пошкоджену руку можна також підвісити за допомогою перев'язки або хустки до шиї і прибинтувати до тулуба.

При переломі черепа (несвідомий стан після удару голови, кровотеча з вух або роту) необхідно прикласти до голови холодний предмет (грілку з льодом або снігом, чи холодною водою) або зробити холодну примочку.

При підозрінні перелому хребта необхідно потерпілого покласти на дошку, не підіймаючи його, чи повернути потерпілого на живіт обличчям униз, наглядаючи при цьому, щоб тулуб не перегинався, з метою уникнення ушкодження спинного мозку.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 72 |

При переломі ребер, ознакою якого є біль при диханні, кашлю, чханні, рухах, необхідно туго забинтувати груди чи стягнути їх рушником під час видиху.

5.4.4. Надання першої допомоги при опіках кислотами і лугами.

При попаданні кислоти або лугу на шкіру, ушкоджені ділянки необхідно ретельно промити цівкою води на протязі 15-20 хвилин, після цього пошкоджену кислотою поверхню обмити 5%-ним розчином питної соди, а обпечену лугом - 3%-ним розчином борної кислоти або розчином оцтової кислоти.

При попаданні на слизову оболонку очей кислоти або лугу необхідно очі ретельно промити цівковою води протягом 15-20 хвилин, після цього промити 2%-ним розчином питної соди, а при ураженні очей лугом - 2%-ним розчином борної кислоти.

При опіках порожнини рота лугом необхідно полоскати 3%-ним розчином оптової кислоти або 3%-ним розчином борної кислоти, при опіках кислотою - 5%-ним розчином питної соди.

При попаданні кислоти в дихальні шляхи необхідно дихати розпиленням за допомогою пульверизатора 10%-ним розчином питної соди, при попаданні лугу - розпиленням 3%-ним розчином оцтової кислоти.

5.4.5. Надання першої допомоги при теплових опіках.

При опіках вогнем, парою, гарячими предметами ні в якому разі не можна відкривати пухирі, які утворюються, та обв'язувати опіки бинтом.

При опіках першого ступеня (почервоніння) обпечене місце обробляють ватою, змоченою етиловим спиртом.

При опіках другого ступеня (пухирі) обпечене місце обробляють спиртом, 3%-ним марганцевим розчином або 5%-ним розчином таніну.

При опіках третього ступеня (зруйнування шкіряної тканини) накривають рану стерильною пов'язкою та викликають лікаря.

5.4.6. Перша допомога при кровотечі.

Для того, щоб зупинити кровотечу, необхідно:

- підняти поранену кінцівку вверх;

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 73 |

- кровоточиву рану закрити перев'язочним матеріалом (із пакета), складеним у клубочок, придавити 2 зверху, не торкаючись самої рани, потримати на протязі 4-5 хвилин; якщо кровотеча зупинилася, то не знімаючи накладеного матеріалу, поверх нього покласти ще одну подушечку з іншого пакета чи кусок вати і забинтувати поранене місце (з деяким натиском);

- при сильній кровотечі, яку не можна зупинити пов'язкою, застосовується здавлювання кровоносних судин, які живлять поранену область, за допомогою згинання кінцівок в суглобах, а також пальцями, джгутом або закруткою; при великій кровотечі необхідно терміново викликати лікаря.

5.5. У разі виникнення пожежі викликати пожежну частину та приступити до гасіння її наявними засобами пожежогасіння.

Вимкнути електроенергію. Пам'ятати, що електромережу, електрообладнання гасити тільки вуглекислотними порошковими вогнегасниками, азбестовими ковдрами, піском. При займанні матеріалів, стружки з магнію та його сплавів користуватися виключно спеціальною емульсією.

5.6. Виконувати всі вказівки керівника робіт по ліквідації небезпеки.

8.6 Огорожа та монтаж електродвигуна

Електродвигун серії 4ПФ132S, що було обрано при модернізації ПГР (п. 2.3), має досить значні розміри відносно габаритів самого верстата. Його основний габарит – довжина – складає 864 мм при довжині верстату 2340 мм. Тому фланцево його кріпити не можна.

Пропонується його кріпити на горизонтальну плиту, що кріпиться до задньої стінки станини та має регульований упор в підлогу через фермову конструкцію (лист 8).

Транспортування верстата треба виконувати від'єднавши двигун з несучою конструкцією.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 74 |

Для уникнення випадкових механічних зіткнень з рухливими об'єктами цеху, випадкових доторкань людини до двигуна слід встановити огорожу за периметром задньої частини модернізованого верстату.

8.7 Кріплення огорожі фрези

Фрезерна головка верстату має можливість нахилити вісь шпинделя на плюс-мінус 45 градусів. І якщо в одному з цих положень треба застосовувати огорожу фрези, що в базовому верстаті кріпиться до головки, то це буде досить важко зробити. Огорожа просто зіштовхнеться зі столом.

Пропонується огорожу фрези кріпити за корпус станини верстата як показано на листі 8.

При такому кріпленні в будь-якому кутовому положенні фрезерної головки чи вертикальному розміщенні шпинделя, огорожа завжди буде паралельна столу, що не призведе до взаємозіткнення.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------------|------|
| | | | | | <i>МД.6Р12.00.000.ПЗ</i> | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 75 |

Висновки

В дисертації модернізовано консольно-фрезерний верстат 6P12. А саме:

1. Проведено аналіз конструкції та обґрунтовано модернізацію універсального консольно-фрезерного верстату 6P12.

Підвищена жорсткість універсального консольно-фрезерного верстату 6P12 дозволяє проводити обробку сталей та чавуну на підвищених режимах різання без зменшення робочої зони та розмірів стола верстата.

Але технічні можливості верстата не в повній мірі забезпечують сучасні вимоги обробки металів.

2. Проведено кінематичний розрахунок ПГР.

Компоновка ПГР базового верстата є оптимальною. ПГР було замінено на комбінований, що складається з електродвигуна постійного струму серії 4ПФ132S та чотирьохступінчастої коробки швидкостей. Частоти обертання з 31,5-1600 об/хв змінили свій діапазон на 63-3150 об/хв.

3. Проведено конструкторський розрахунок ПГР.

Корпус КШ залишився без змін, але для неї було спроектовано нові шестерні, вали, підшипники, розраховано шпонкові і шліцьові з'єднання. Електромагнітну гальмівну муфту моделі ЕТМ-096-1Н розташовано на другому валу.

4. Обґрунтовано вибір конструкції шпиндельного вузла та проведено його розрахунок.

Стара компоновка ШВ не задовольняє новим швидкісним параметрам обробки. Тому була обрана більш надійна схема. Передня опора шпинделя складається з дворядного радіального роликового підшипника та упорно-радіального з кутом нахилу 60° . Задня опора – два радіально-упорних кулькових підшипників.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6P12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 76 |

5. Проведено механізацію затиску інструменту і приводу подач вертикальної головки.

В якості приводу електромеханічного затиску-розтиску інструменту було обрано двигун АІР56В4 з потужністю 0,18 кВт.

Вертикальна подача шпинделя здійснюється завдяки кульково-гвинтовій парі ОМВ-10 через зубчасту пасову передачу на конусних втулках від серводвигуна ST90MB4 потужністю 2,2 кВт

6. Складено програму обробки заданої деталі на верстаті з ЧПК в системі «HEIDENHAIN».

В програмі використано стандартні цикли обробки з посиланням на підпрограми опису контуру та кругових масивів. Тест програми показав її працездатність. Програма складається з 62 кадрів де використовується шість інструментів. Час обробки деталі склав дві години шість хвилин і п'ятдесят вісім секунд.

7. Надано рекомендації щодо техніки безпеки.

Також запропоновано схему монтажу електродвигуна верстата та його огорожу. Огорожу фрези кріпити не за фрезерну головку, а за корпус станини.

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 77 |

Перелік посилань

1. Вертикальные консольно-фрезерные станки 6P12, 6P12Б, 6P13, 6P13Б. Руководство по эксплуатации. Часть 1. Ордена Ленина завод фрезерных станков. г. Горький.
2. Новые инструменты и решения. Sandvik Coromant. CoroPak 14.1 (<http://www.sandvik.coromant.com/SiteCollectionDocuments/downloads/global/catalogues/ru-ru/c-2900-147.pdf>) – 2015 р.
3. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу «Металлорежущие станки» для студентов специальности 0501 / Сост. Ю.Н. Кузнецов, И.Г. Федоренко, И.И. Верба. – Киев: КПИ, 1988. – 80 с.
4. Режимы резания металлов. Справочник. Изд. 3-е, переработанное и дополненное. М. «Машиностроение», 1972.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с., ил.
6. Методические указания к самостоятельным работам по курсу «Металлорежущие станки», раздел «Расчёт и конструирование станков» для студентов специальности 1202 – «Металлорежущие станки и инструменты» / Сост. И.И. Верба, И.Г. Федоренко, С.В. Чикин – Киев: КПИ, 1989. – 52 с.
7. Электродвигатели постоянного тока серии 4ПФ112, 4ПФ132, 4ПФ160, 4ПФ180. Каталог продукции ООО "ЭЛЕКТРОАППАРАТУРА" (<http://www.elmotor.ru/dvg1230.html>).
8. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник / За ред. Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво «Бескит Біт», 2008. – 448 с.
9. Методические указания и контрольные задания по курсу «Металлорежущие станки» для студентов специальности «Технология машиностроения,

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6P12.00.000.ПЗ | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 78 |

- металлорежущие станки и инструменты» заочного факультета / Сост. Ю.Н. Кузнецов, В.М. Гурко, В.И. Романов. – Киев: КПИ, 1987. – 56 с.
10. Курсовое проектирование металлорежущих станков. Часть I. Учебное пособие. Смольников Н.Я., Подлеснов В.Н., Чурбаков В.Ф. и др. / Волгоград. гос. техн. ун-т, Волгоград, 1994, 161 с.
 11. Металлорежущие станки. Кучер И.М. Изд-во «Машиностроение». Ленинград, 1970. – 720 с.
 12. Детали маши. Проектирование. Учебное пособие для технических ВУЗов Л.В. Курзман, А.Т. Скойбеда.. 2-е изд., испр. и доп. / Минск: УП «Технопринт», 2002. – 159 с.
 13. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие для учащихся технических специальностей техникумов / А.С. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. 2-е изд. перераб. и доп. – Машиностроение, 1988. – 416с.
 14. Розрахунок та конструювання валів. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю: Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. В.А. Стадник. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 108 с.
 15. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: Справочник / Под ред. В.И. Гузеева. М.: Машиностроение, 2005. – 368 с.

Додатки

| | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 80 |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Додаток А

Технічні характеристики двигунів типу 4ПФ

| Тип | Потужність, кВт виконання Б/Т | Напруга, В | N, мин ⁻¹ виконання Б/Т | N _{max} , мин ⁻¹ виконання Б/Т |
|---------|----------------------------------|------------|---------------------------------------|---|
| 4ПФ112S | 3,15/2,8 | 440 | 710/750 | 4000 |
| | 4,0/3,55 | | 975/1000 | 6000 |
| | 6,3/5,6 | | 1320/1360 | |
| | 9,5/8,0 | | 2060/2060 | |
| | 2,0/1,7 | 220 | 545/600 | 6000 |
| | 3,15/2,72 | | 730/775 | |
| | 3,75/3,25 | | 1120/1150 | |
| 4ПФ112M | 3,75/3,35 | 440 | 670/710 | 4000 |
| | 5,5/4,75 | | 925/950 | 6000 |
| | 9,0/8,0 | | 1320/1320 | |
| | 3,0/2,65 | 220 | 437/475 | 6000 |
| | 3,75/3,35 | | 670/750 | |
| 4ПФ112L | 5,3/4,5 | 440 | 670/690 | 4000 |
| | 8,0/7,1 | | 925/950 | 6000 |
| | 10,0/8,5 | | 1250/1280 | |
| | 3,75/3,25 | 220 | 515/560 | 6000 |
| 4ПФ132S | 7,5/6,7 | 440 | 775/800 | 4000 |
| | 10,0/8,5 | | 1060/1090 | 5000 |
| | 15,0/13,2 | | 1450/1450 | |
| | 22,0/19,0 | | 2120/2180 | |
| | 33,0/28,0 | | 3150/3150 | |
| | 5,0/4,25 | 220 | 545/600 | |
| | 7,5/6,7 | | 850/850 | |
| | 10,0/8,5 | | 950/1000 | |
| | 15,0/13,2 | | 1450/1450 | |
| 4ПФ132M | 10,0/8,5 | 440 | 750/800 | 4000 |
| | 15,0/13,2 | | 1030/1060 | 5000 |
| | 22,0/19,0 | | 1550/1600 | |
| | 33,0/28,0 | | 2300/2300 | |
| | 7,1/6,0 | 220 | 600/615 | |
| | 10,0/8,5 | | 850/850 | |
| | 15,0/13,2 | | 1030/1030 | |
| | | | | |
| 4ПФ132L | 12,5/10,6 | 440 | 800/800 | 4000 |
| | 18,5/16,5 | | 1030/1030 | 5000 |
| | 25,0/21,2 | | 1400/1450 | |
| | 9,0/8,0 | 220 | 500/530 | 5000 |
| | 12,5/10,6 | | 800/800 | |
| 4ПФ160S | 15,0/13,2 | 440 | 750/775 | 4000 |
| | 22,0/19,0 | | 1090/1120 | 4500 |
| | 33,0/28,0 | | 1500/1500 | |
| | 11,0/9,5 | 220 | 545/560 | 4500 |
| | 13,6/11,8 | | 825/850 | |
| 4ПФ160M | 20,0/17,0 | 440 | 800/800 | 4000 |
| | 30,0/26,5 | | 1090/1090 | 4500 |
| | 13,2/11,2 | 220 | 615/630 | 4500 |

| | | | | |
|---------|-----------|-----|-----------|------|
| 4ПФ160L | 25,0/21,8 | 440 | 775/775 | 4000 |
| | 37,0/31,5 | | 1090/1090 | 4500 |
| 4ПФ180S | 26,5/23,6 | 440 | 710/710 | 3500 |
| | 42,5/37,5 | | 1030/1060 | 4000 |
| | 50,0/42,5 | | 1360/1320 | |
| | 65,0/-- | | 1900/-- | 3000 |
| | 17,0/15,0 | 220 | 450/462 | 4000 |
| | 30,0/-- | | 875/-- | 3000 |
| 4ПФ180M | 40,0/34,5 | 440 | 775/775 | 3800 |
| | 50,0/42,5 | | 1000/1000 | 4000 |
| | 65,0/60,0 | | 1400/1360 | 3000 |
| | 20,0/17,0 | 220 | 437/450 | 4000 |
| 4ПФ180K | 40,0 | 440 | 1800 | 3000 |
| | 47,5 | | 2360 | |
| | 22,0 | 220 | 1090 | |
| | 30,0 | | 1500 | |
| 4ПФ180H | 40,0 | 440 | 1400 | |
| | 50,0 | | 1800 | |
| | 65,0 | | 2500 | |
| | 22,0 | 220 | 825 | |
| | 30,0 | | 1150 | |

Додаток Б

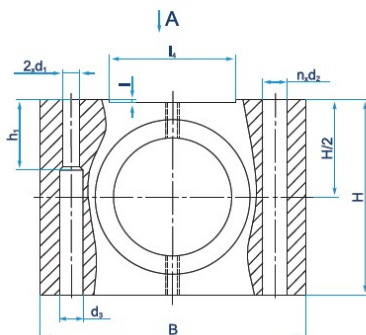
Технічні характеристики муфт

| Габарит | М _{ПН} Н _М | М _{ВН} Н _М | V _Н В | Рк20° * | | | n _Н (об/мин) | n _{max} (об/мин) | | t _{0,9} | t _{0,1} |
|---------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------|----------------|-------|-------|----------------------------|------------------------------|-----------------------|------------------|------------------|
| | | | | В _Т | | | | ...2 | ...4 ...4П ...6 | | |
| | | | | ...2 | ...4 | ...4П | | | | | |
| 05 | 25 | 16 | 24 | 11,6 | 14,3 | 22,2 | 25 (1500) | 75 (4500) | 100 (6000) | 0,25 | 0,07 |
| 06 | 40 | 25 | 24 | 13,5 | 20,4 | 21,5 | 25 (1500) | 66 (4000) | 83 (5000) | 0,28 | 0,08 |
| 07 | 63 | 40 | 24 | 17,6 | 24 | 29 | 25 (1500) | 58 (3500) | 75 (4500) | 0,32 | 0,09 |
| 08 | 100 | 63 | 24 | 17 | 21,9 | 44,3 | 16,6 (1000) | 50 (3000) | 66 (4000) | 0,35 | 0,10 |
| 09 | 160 | 100 | 24 | 30 | 42,9 | 37,1 | 16,6 (1000) | 47 (2800) | 63 (3800) | 0,38 | 0,12 |
| 10 | 250 | 160 | 24 | 39 | 43,9 | 60,1 | 16,6 (1000) | 41 (2500) | 60 (3600) | 0,40 | 0,16 |
| 11 | 400 | 250 | 24 | 41,0 | 55,4 | 70,6 | 16,6 (1000) | 33,3 (2000) | 41,7 (2500) | 0,42 | 0,18 |
| 12 | 630 | 400 | 24 | 36,0 | 83,5 | 96,5 | 12,5 (750) | 28,3 (1700) | 37,5 (2250) | 0,45 | 0,24 |
| 13 | 1000 | 630 | 24 | 68,5 | 89 | 122,3 | 12,5 (750) | 25 (1500) | 33,3 (2000) | 0,48 | 0,32 |
| 14 | 1600 | 1000 | 24 | 86,4 | 122,4 | 140 | 12,5 (750) | 22,5 (1350) | 33,3 (2000) | 0,50 | 0,40 |

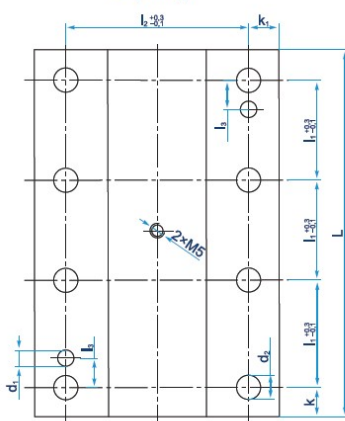
Додаток В

Креслення і можливі параметри передач OMB 10 и OMB 15

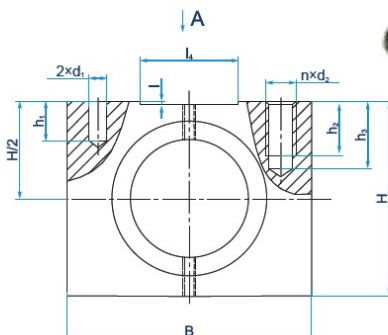
OMB10



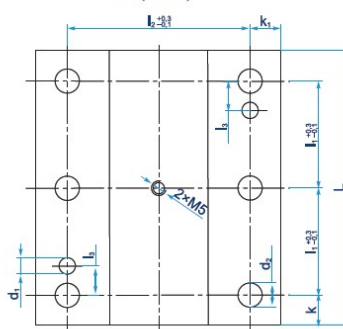
A (8×d₂)



OMB15

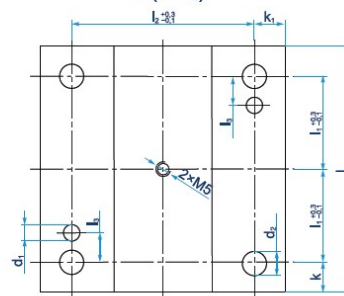


A (6×d₂)



Натяг создан и зафиксирован дифференциальным зубчатым зацеплением гаек с корпусом.
Pre-loading is created and fixed by differential toothing of nuts with housing.

A (4×d₂)



| OMB10, OMB15 | | | | | | | | | | | OMB10 | | | | | | OMB15 | | | | | | | |
|---------------------|-------|--------|-------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|------------------|-------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|-------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| d ₀ , mm | p, mm | i*, mm | H, mm | L ₁ , mm | L ₂ , mm | d ₁ , mm | h ₁ , mm | l ₁ , mm | n×d ₂ | B, mm | l ₂ , mm | d ₂ , mm | d ₃ , mm | k ₁ , mm | k ₂ , mm | l ₃ , mm | B, mm | l ₂ , mm | d ₂ , mm | l ₃ , mm | k ₁ , mm | k ₂ , mm | h ₂ , mm | h ₃ , mm |
| 25 | 5 | 3+3 | 50 | 80 | 44 | 7,8 | 16 | 20 | 4 | 66 | 50 | 9 | 9 | 18 | 8 | 30 | 60 | 45 | M8 | 30 | 18 | 7,5 | 10 | 18 |
| 32 | 5 | 3+3 | 60 | 80 | 44 | 7,8 | 16 | 20 | 4 | 90 | 70 | 11 | 11 | 18 | 10 | 40 | 72 | 55 | M10 | 38 | 18 | 8,5 | 13 | 22 |
| 40 | 5 | 3+3 | 72 | 80 | 44 | 7,8 | 16 | 20 | 4 | 100 | 76 | 13 | 13 | 18 | 12 | 50 | 85 | 66 | M12 | 47 | 18 | 9,5 | 12 | 23 |
| 40 | 10 | 3+3 | 72 | 130 | 47 | 7,8 | 16 | 20 | 6 | 100 | 76 | 13 | 13 | 18 | 12 | 50 | 85 | 66 | M12 | 47 | 18 | 9,5 | 12 | 23 |
| 50 | 5 | 3+3 | 84 | 80 | 44 | 9,8 | 20 | 20 | 4 | 110 | 86 | 13 | 13 | 18 | 12 | 60 | 90 | 70 | M12 | 50 | 18 | 10 | 12 | 23 |
| 50 | 10 | 3+3 | 90 | 130 | 47 | 9,8 | 20 | 20 | 6 | 114 | 90 | 13 | 13 | 18 | 12 | 60 | 90 | 70 | M12 | 50 | 18 | 10 | 12 | 23 |
| 63 | 10 | 3+3 | 108 | 130 | 47 | 9,8 | 20 | 24 | 6 | 144 | 112 | 17 | 17 | 18 | 16 | 70 | 114 | 90 | M16 | 66 | 18 | 12 | 21 | 32 |
| 80 | 10 | 3+3 | 126 | 130 | 45 | 12 | 24 | 24 | 6 | 150 | 123 | 17 | 17 | 20 | 14 | 90 | 120 | 95 | M16 | 70 | 15 | 13 | 17 | 28 |
| 80 | 20 | 3+3 | 132 | 240 | 64 | 12 | 24 | 30 | 8 | 182 | 140 | 22 | 17 | 24 | 21 | 100 | 145 | 115 | M20 | 85 | 24 | 15 | 23 | 35 |
| 100 | 10 | 3+3 | 150 | 130 | 92 | 12 | 24 | 30 | 4 | 212 | 160 | 26 | 17 | 19 | 26 | 110 | 168 | 135 | M24 | 102 | 19 | 17 | 30 | 45 |
| 100 | 20 | 3+3 | 156 | 240 | 64 | 12 | 24 | 30 | 8 | 220 | 168 | 26 | 17 | 24 | 26 | 110 | 168 | 135 | M24 | 102 | 24 | 17 | 30 | 45 |

*i — число рабочих контуров гайки.

Изготовление i≠3+3 оговаривается дополнительно. Конструкция не предусматривает установку очистителей резьбы.

*i — nut working contour quantity.

Custom i≠3+3 screws are available upon request. Design does not allow wiper installation.

| | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |
|-----|------|----------|--------|------|

МД.6Р12.00.000.ПЗ

Арк.

84

| | | | | | | | |
|-----|------|----------|--------|------|-------------------|--|------|
| | | | | | МД.6Р12.00.000.ПЗ | | Арк. |
| Змн | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | 85 |